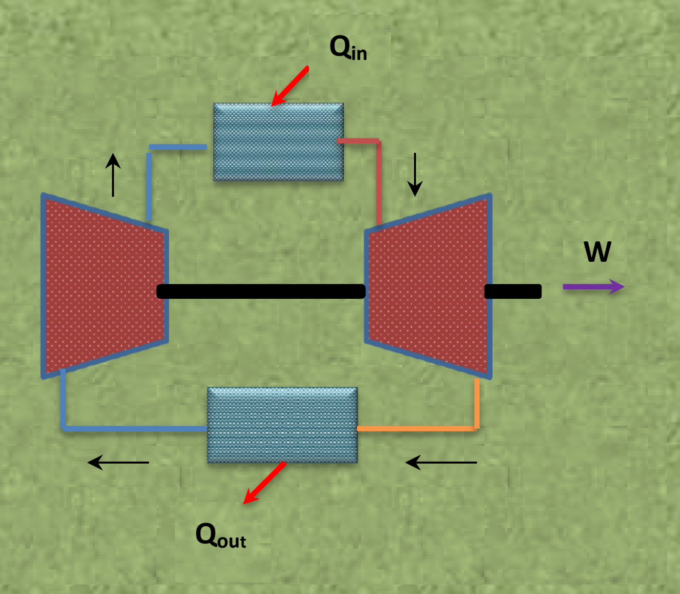
Thermodynamics

ديناميك الحرارة

ARABIC–ENGLISH BILINGUAL TEXT - كتاب ثنائي اللغة

2023



M. Taki Al-Kamil

محمد تقي الكامل

THERMODYNAMICS ديناميك الحرارة

Arabic-English Bilingual Text **كتاب ثنائي اللغة**

M.Taki Al Kamil **الدكتور محمد تقي الكامل**

PhD, BSc.hrs - Chemical Engineering

اقدم هذا الكتاب الى طلاب الهندسة في العالم العربي (تحميل مجاني)

This book is offered as free download to engineering students in the Arab world

الدكتور محمد تقي الكامل 2023 M.Taki Al Kamil

Copy Rights حقوق الطبع والنسخ

وضع هذا الكتاب لتشجيع وتطوير التعلم ثنائي اللغة, لا يجوز استنساخ أي جزء من هذا النص أو تخزينه في نظام استرجاع أو نقله بأي وسيلة إلكترونية اوميكانيكية او تصويره لاغراض تجارية دون الحصول على إذن مكتوب من المؤلف الدكتورمحمد تقي الكامل

This book is intended for education use and to promote bilingual learning. No part of this text may be reproduced, stored in a retrieval system, transmitted in any form, electronic, mechanical, photocopying, recording, scanning for commercial purposes, without a written permission of the Author Dr M.Taki Al Kamil

About the Author نبذة عن المؤلف

M.Taki Al Kamil received his BSc hrs. in chemical engineering from the university of Leeds in the United kingdom in 1973. He completed his PhD in the field of thermal radiation at the same university in 1976. He worked in the Iraqi oil and gas industry and joined the University of Basra in 1981. He conducted research and published in the field of solar energy and desalination. After serving 6 years as the head of the chemical engineering department, he moved to the UAE University as a visiting professor in 1997. Dr Taki worked 11 years at the Higher Colleges of Technology, and was the department chair for the chemical and mechanical departments in Abu Dhabi Men's college in 2003-2008. He joined Abu Dhabi Vocational Education and Training Institute (ADVETI) in 2008 and served as the Director of Al Reef Institute of Logistics and Applied Technology for the period 2011-2017.

حصل **الدكتور محمد تقي الكامل** على شهادة البكالوريوس - شرف في الهندسة الكيميائية من جامعة ليدز/ المملكة المتحدة عام 1973 وحصل على شهادة الدكتوراه في موضوع الاشعاع الحراري من نفس الجامعة عام 1976. عمل في مؤسسات النفط والغاز لغاية عام 1981 ثم انتقل الى كلية الهندسة في جامعة البصرة بدرجة مدرس, وبعد ترقيتة الى استاذ مساعد (استاذ مشارك) شغل منصب رئيس قسم الهندسة الكيميائية في الفترة 1991-1997. قام باجراء ونشر البحوث في مجالي الطاقة الشمسية وتحلية المياه. التحق بجامعة الامارات العربية المتحدة كاستاذ زائرعام 1997 ثم انضم الى كليات التقنية العليا في ابو ظبي عام 1998. شغل منصب رئيس القسم لفرعي الهندسة الكيميائية والميكانيكية في الفترة 2003 - 2008, ثم انتقل الى معهد ابو ظبي للتعليم والتدريب المهني. وبعد مضي ثلاث سنوات في العمل الاكاديمي اصبح مديرأ (عميدأ) لمعهد الريف للامداد والتكنولوجيا التطبيقية لغاية 2017.

CONTENTS	Page No. رقم الصفحة	المحتويات

CONTENTS	Page No. رقم الصفحة	المحتويات

CONTENTS	Page No. رقم الصفحة	المحتويات

CONTENTS	Page No. رقم الصفحة	المحتويات

CONTENTS	Page No. رقم الصفحة	المحتويات
9.3.1 Coefficient of performance	350	9.3.1 معامل الاداء
9.4 Actual Refrigeration Cycles	352	9.4 دورات التثليج الفعلية
9.5 Common Refrigerants	355	9.5 سوائل التثليج الشائعة
9.6 Multistage Refrigeration	355	9.6 التثليج متعدد المراحل
9.7 Absorption Refrigeration	362	9.7 التثليج بالامتصاص
9.8 Gas Refrigeration Systems	365	9.8 منظومات التثليج الغازية
9.9 Heat Pumps	368	9.9 المضخات الحرارية
Question and Problems	369	أسئلة المراجعة والمسائل
Chapter 10: Mixtures & Combustion	373	**الفصل العاشر: الخلائط والاحتراق**
10.1 Identify Mixtures	374	10.1 التعرف على انواع الخلائط
10.2 Gas mixtures	375	10.2 خلائط الغازات
10.2.1 Ideal Gas Mixtures	375	10.2.1 خلائط الغازات المثالية
10.2.2 Specific Heat of a Mixture	378	10.2.2 الحرارة النوعية للخليط
10.2.3 Thermodynamic Properties	378	10.2.3 الخواص الديناميكية الحرارية
10.3 Gas–Vapour Mixtures	386	10.3 خلائط الغازات مع البخار
10.3.1 Air - Water Vapour Mixture	386	10.3.1 خليط الهواء وبخار الماء
10.3.2 Humidity	388	10.3.2 الرطوبة
!0.3.3 Dry and Wet Bulb Temperature	390	10.3.3 درجة حرارة البصيلة الجافة والرطبة
10.3.4 Adiabatic Saturation and Humidity	391	10.3.4 التشبع الاديباتي وقياس الرطوبة
10.3.5 Psychometric Charts	395	10.3.5 المخطط السايكومتري
10.3.6 Air Conditioning	397	10.3.6 تكيف الهواء
10.4 Combustion	409	10.4 الاحتراق
10.4.1 Fuels for Combustion	409	10.4.1 انواع وقود الاحتراق
10.4.2 Chemical Reaction of Combustion	410	10.4.2 التفاعل الكيميائي للاحتراق
10.4.3 Ignition and Air to Fuel Ratio	410	10.4.3 الاشتعال ونسبة الهواء إلى الوقود
10.4.4 Enthalpy of Formation & Enthalpy of Combustion	415	10.4.4 انثالبي التكوين وانثالبي الاحتراق
10.4.5 Adiabatic Flame Temperature	422	10.4.5 درجة حرارة اللهب الاديباتية
Question and Problems	423	أسئلة المراجعة والمسائل

SYMBOLS	الو حدات	الرمز	الرموز
Quantity	Units	Symbol	ألكمية
Constants	-	a , b	مقادير ثابتة
Area	m^2	A	المساحة
Air to fuel ratio	-	AF	نسبة الهواء للوقود
Coefficient of performance	-	COP	معامل الاداء
Heat pump coefficient of performance	-	COP_H	معامل الاداء للمضخة الحرارية
Refrigerator coefficient of performance	-	COP_R	معامل الاداء للثلاجة
Specific heat at constant pressure	kJ/kg.K	C_P	الحرارة النوعية بثبوت الضغط
Molar specific heat at constant pressure	kJ/kmol.K	$\bar{C}_P$	الحرارة النوعية المولية بثبوت الضغط
Molar specific heat of a mixture at constant pressure	kJ/kmol.K	$\bar{C}_{P,mix}$	الحرارة النوعية المولية للخليط بثبوت الضغط
Specific heat at constant volume	kJ/kgK	C_v	الحرارة النوعية بثبوت الحجم
Molar specific heat of a mixture at constant volume	kJ/kmol.K	$\bar{C}_{v,mix}$	الحرارة النوعية المولية للخليط بثبوت الحجم
Average specific heat	kJ/kgK	C_{av}	متوسط الحرارة النوعية
Diameter	m	d	القطر
Total energy	J, kJ	E	الطاقة الكلية
Electric power	W, kW	E_p	القدرة الكهربائية
Total exergy	J, kJ	Ex	الاكسيرجي الكلية
Specific exergy	kJ/kg	ex	الاكسيرجي النوعية
Exergy destroyed	kJ	Ex_{des}	الاكسيرجي المدمرة
Force	N	F	القوة
Acceleration due to gravity	m/s^2	g	التعجيل الجاذبي
Pressure head	Pa, kPa	h	عمود الضغط
Specific enthalpy	kJ/kg	h	الانثالبي النوعية
Molar specific enthalpy	kJ/kmol	$\bar{h}_i$	الانثالبي النوعية الموية
Molar specific enthalpy at standard state	kJ/kmol	$\bar{h}_o$	الانثالبي المولية عند الظروف القياسية
Enthalpy of formation	kJ/kmol	$\bar{h}_f^o$	انثالبي التكوين
Total enthalpy	kJ	H	الانثالبي الكلية
Molar enthalpy of a mixture	kJ/kmol	$\bar{H}$	الانثالبي المولية للخليط
Enthalpy of combustion	kJ/kmol	ΔH_{comb}	انثالبي الاحتراق
Electric current	Amp	I	التيار الكهربائي
Kinetic energy	J	KE	الطاقة الحركية
Polytropic constant	-	k	ثابت العملية البوليتروبية
Mass	kg	m	الكتلة
Mass of dry air	kg	m_A	كتلة الهواء الجاف
Mas of air with maximum amount of water vapour	kg	m_g	كتلة الهواء مع اقصى كمية من بخار الماء
Mass of water vapour in air	kg	m_v	كتلة بخار الماء في الهواء
Mass of control volume	kg	m_{cv}	كتلة حجم التحكم
Mass flow rate	kg/s	$\dot{m}$	معدل الجريان الكتلي
Mass flow rate of water vapour	Kg/s	$\dot{m}_{w.v}$	معدل الجريان الكتلي لبخار الماء
Molar mass	kg/kmol	M	الكتلة المولية
Molecular weight	kg/kmol	MW	الوزن الجزيئي
Average molecular weight for a mixture	Kg/kmol	$\overline{MW}$	متوسط الوزن الجزيئي للخليط
Number of moles	kmol	n	عدد المولات

SYMBOLS	الوحدات	الرمز	الرموز
Quantity	Units	Symbol	ألكمية
Number of moles for component i	kmol	n_i	عدد المولات للمكون (i)
Pressure	Pa, kP	P	الضغط
Critical pressure	Pa, kP	P_C	الضغط الحرج
Saturated vapour pressure	Pa, kP	p_g	ضغط البخار المشبع
Mean effective pressure	Pa, kP	P_{mep}	متوسط الضغط الفعال
Atmospheric pressure	Pa, kPa	P_o	الضغط الجوي
Reduced Pressure	Pa, kPa	P_R	الضغط المخفض
Vapour pressure	Pa, kP	p_v	ضغط البخار
Potential energy	J, kJ	PE	الطاقة الكامنة
Volumetric flow rate	m^3/s	$\dot{Q}$	معدل الجريان الحجمي
Quantity of heat	J, kJ	Q	كمية الحرارة
Heat rejected by the heat sink	J, kJ	Q_c	الحرارة التي يطرحها مشتت الحرارة
Heat supplied by the heat source	J, kJ	Q_h	الحرارة التي يزودها مصدر الحرارة
Reversible heat transfer	J, kJ	Q_{rev}	كمية انتقال الحرارة الانعكاسي
Rate of heat transfer	W, kW	$\dot{Q}$	معدل انتقال الحرارة
Heat transfer per kg	kJ/kg	q	كمية انتقال الحرارة لكل كيلوغرام
Heat input per kg	kJ/kg	q_{in}	كمية الحرارة المكتسبة لكل كيلوغرام
Heat rejected per kg	kJ/kg	q_{rej}	كمية الحرارة المفقودة لكل كيلوغرام
Radius	m	r	نصف القطر
Compression ratio	-	r_c	نسبة الانضغاط
Pressure ratio	-	r_P	نسبة الضغط
Cut off ratio	-	r_k	نسبة القطع
Gas constant	kJ/kg.K	R	ثابت الغازات
Universal gas constant	kJ/kg.K	R_o	ثابت الغازات العام
Total entropy	kJ/K	S	الانتروبي الكلية
Molar entropy for a mixture	kJ/kmol.K	$\bar{S}$	الانتروبي المولية للخليط
Specific entropy	kJ/kg.K	s	الانتروبي النوعية
Molar specific entropy	kJ/kmol.K	$\bar{s}_i$	الانتروبي النوعية المولية
Displacement	m	s	الازاحة
Entropy function of temperature only	kJ/kgK	s^o	الانتروبي الدالة لدرجة الحرارة فقط
Generated entropy	kJ/K	S_{gen}	الانتروبي المتولدة
Rate of entropy generation	kW/K	$\dot{S}_{gen}$	معدل توليد الانتروبي
Specific gravity	--	SG	الثقل النوعي
Specific steam consumption	kg/kJ	SSC	الاستهلاك النوعي لبخار الماء
Absolut Temperature	K	T	درجة الحرارة المطلقة
Temperature of the heat sink	^oC , K	T_c	درجة حرارة مشتت الحرارة
Dew point temperature	^oC , K	$T_{d.p}$	درجة حرارة نقطة الندى
Dry bulb Temperature	$T_{d.b}$	$T_{d.b}$	درجة حرارة البصيلة الجافة
Temperature of the heat source	^oC , K	T_h	درجة حرارة مصدر الحرارة
Temperature	^oC	t	درجة الحرارة
Critical temperature	^oC , K	T_C	درجة الحرارة الحرجة
Constant temperature	K	T_{const}	درجة الحرارة الثابتة
Reduced Temperature	^oC , K	T_R	درجة الحرارة المخفضة
Wet bulb temperature	^oC , K	$T_{w.b}$	درجة حرارة البصيلة الرطبة
Specific internal energy	kJ/kg	u	الطاقة الداخلية النوعية

SYMBOLS	الو حدات	الرمز	الرموز
Quantity	Units	Symbol	ألكمية
Specific molar internal energy	kJ/kmol	$\bar{u}_i$	الطاقة الداخلية النوعية المولية
Total internal energy	J	U	الطاقة الداخلية الكلية
Molar internal energy for a mixture	kJ/kmol	$\bar{U}$	الطاقة الداخلية المولية للخليط
Velocity	m/s	v	السرعة
Potential difference	Volt	**V**	فرق الجهد الكهربائي
Volume	m^3	V	الحجم
Specific volume	m^3/kg	v	الحجم النوعي
Specific volume of dry saturated steam	m^3/kg	v_g	الحجم النوعي لبخار الماء المشبع الجاف
Specific volume of saturated water	m^3/kg	v_f	الحجم النوعي للماء المشبع
Work	J, kJ	W	الشغل
Flow work	J, kJ	W_{flow}	شغل الجريان
Net work	J,kJ	W_{net}	الشغل الصافي
POwer	W, kW	W_p	القدرة
Shaft work	J, kJ	W_s	شغل عمود الدوران
Actual work per unit mass	kJ/kg	w_{ac}	الشغل الفعلي لوحدة الكتلة
Compressor work per unit mass	kJ/kg	w_C	شغل الضاغط لوحدة الكتلة
Pump work per unit mass	kJ/kg	w_P	شغل المضخة لوحدة الكتلة
Isentropic pump work	kJ/kg	$w_{P,ise}$	شغل المضخة الايسنتروبي
Actual pump work	kJ/kg	$w_{P,act}$	شغل المضخة الفعلي
Turbine work per unit mass	kJ/kg	w_T	شغل التوربين لوحدة الكتلة
Isentropic turbine work	kJ/kg	$w_{T,ise}$	شغل التوربين لوحدة الكتلة
Actual turbine work	kJ/kg	$w_{T,act}$	شغل التوربين الفعلي
Specific work supplied to heat engine	kJ/kg	w_{HE}	الشغل النوعي المجهزالى المحرك الحراري
Isentropic work per unit mass	kJ/kg	w_{is}	الشغل الايسنتروبي لوحدة الكتلة
Power	W, kW	W_p	القدرة
Shaft power	W, kW	$W_{p,sh}$	قدرة عمود الدوران
Distance	m	x	المسافة
Dryness fraction	-	x	نسبة الجفاف
Mass fraction or Mol fraction	-	y	الكسر الكتلي او الكسر المولي
Height or position	m	z	الارتفاع او الموقع
Compressibility factor	-	Z	معامل الانضغاطية
GREEK LETTERS			**الرموز اليونانية**
Finite change in a quantity	-	Δ	التغير المحدد في الكمية
Entropy change due to heat transfer		ΔS_{HT}	التغير بالانتروبي المصاحب لانتقال الحرارة
Efficiency	-	η	الكفاءة
Carnot Efficiency	-	η_{Carnot}	كفاءة كارنو
Thermal efficiency	-	η_t	الكفاءة الحرارية
Isentropic efficiency of a compressor	-	$H_{pump-ise}$	كفاءة الضاغط الايسنتروبية
Isentropic efficiency of a nozzle	-	η_{noz}	كفاءة الفوهة الايسنتروبية
Isentropic efficiency of a turbine	-	$\eta_{turb-ise}$	كفاءة التوربين الايسنتروبية
Second law efficiency	-	η_{2nd}	كفاءة القانون الثاني
		θ	
		μ	

SYMBOLS	الوحدات	الرمز	الرموز
Quantity	Units	Symbol	ألكمية
Relative humidity	-	Ø	الرطوبة النسبية
Specific heat ratio	-	γ	نسبة الحرارة النوعية
Humidity ratio or specific humidity	kg/kg	ω	نسبة الرطوبة او الرطوبة النوعية

Preface

This book covers the basic concepts of thermodynamics at an appropriate level for undergraduate students in the Arab countries. It is written in Arabic and English on the same page to help engineering students to understand the basic principles of thermodynamics. The author adopted a focused and simplified style to write the bilingual text and included a number of illustrative examples.

Topics covered in the book include, the basic concepts of temperature, pressure, and the different types of energy, as well as the properties of fluids including processes of ideal gases. The relationship between work and heat is expressed, which leads to the discussion of the first law of thermodynamics. This is followed by the formulation of the second law of thermodynamics and its applications based on the concept of enthalpy, then an explanation of the concepts of entropy and exergy is provided. The book also deals with heat engines and their analyses, gas power cycles, vapour power cycles, including steam power plants and refrigeration cycles. Finally, a discussion of gas mixtures, gas-vapour mixtures and combustion of fuels is presented.

This book qualifies students to study advanced topics in this field, such as air conditioning, power plants, and internal combustion engines. It will also enable the reader to conduct some thermodynamic analyses of industrial equipment in the field of power and energy.

Please note that the writing of the text was a purely individual effort, and I apologize for any error that may be found in the text.

Dr M.Taki Al Kamil

تقديم

يغطي هذا الكتاب المفاهيم الاساسية في علم ديناميك الحرارة بمستوى مناسب لطلاب الدراسات الاولية في الاقطار العربية. كُتب النص باللغتين العربية والانكليزية في ذات الصفحة لمساعدة طلاب الهندسة على فهم مبادىء المواضيع المهمة في مجال ديناميك الحرارة. وقد اعتمد المؤلف اسلوباً مركزاً ومبسطاً, معززاً بعدد من الامثلة التوضيحية في اعداد نص الكتاب ثنائي اللغة.

تشمل مواضيع الكتاب المفاهيم الأساسية لدرجة الحرارة والضغط واشكال الطاقة المختلفة, بالاضافة الى خواص الموائع وعمليات الغازات المثالية. ويتناول النص صياغة العلاقة بين الشغل والحرارة ومناقشة القانون الأول لديناميك الحرارة. يلي ذلك, دراسة القانون الثاني لديناميك الحرارة وتطبيقانه استناداً الى مفهوم الانثالبي, ثم يأتي شرح وتحليل مفهومي الانتروبي والإكسيرجي. يغطي الكتاب ايضاً المحركات الحرارية وتحليلاتها, ويتطرق الى دورات طاقة الغاز ودورات طاقة البخار بما في ذلك محطات الطاقة البخارية ودورات التثليج. واخيراً, مناقشة موضوعات خلائط الغازات وخلائط الغازات بالبخار وكذلك احتراق الوقود.

يؤهل هذا الكتاب الطلاب لدراسة موضوعات متقدمة في هذا المجال, مثل تكييف الهواء ومحطات انتاج الطاقة ومحركات الاحتراق الداخلي, كما سيمكن القارىء من اجراء بعض التحليلات الثرموديناميكية للمعدات الصناعيية في مجال انتاج الطاقة.

تجدر الاشارة الى ان كتابة النص كانت مجهوداً فردياً بحتاً, واعتذر عن اي خطا قد يكون موجوداً في النص.

الدكتور محمد تقي الكامل

Chapter 1

Introductory Concepts

الفصل الاول

المفاهيم التمهيدية

Learning Objectives of Chapter 1

- Use SI units in solving problems of thermodynamics.
- Recognise thermodynamic properties and define system and state.
- Convert temperature units from one system to another and explain the different scales of temperature.
- Explain various types of energy and apply energy balances.
- Define density and specific volume.
- Solve problems related to pressure and pressure head.
- Discuss pressure measurement methods and equipment used.
- Explain thermodynamic equilibrium, processes and cycles.
- Introduce the working fluid of a thermodynamic system.

اهداف دراسة الفصل الاول

- استخدام وحدات النظام الدولي(SI) في حل مسائل علم ديناميك الحرارة.
- التعرف على الخواص الديناميكية الحرارية وتعريف المنظومة والحالة.
- تحويل وحدات درجة الحرارة من نظام الى آخروشرح اجهزة قياس درجات الحرارة المختلفة.
- شرح أنواع مختلفة من الطاقة وتطبيق موازنة الطاقة.
- تعريف الكثافة والحجم النوعي.
- حل المسائل المتعلقة بالضغط وعمود الضغط.
- مناقشة طرق قياس الضغط والاجهزة المستخدمة لذلك.
- شرح كل من التوازن الديناميكي الحراري والعمليات والدورات.
- التعرف على مائع التشغيل للمنظومة الثرموديناميكية.

In this chapter, we introduce thermodynamics by presenting and defining the basic concepts. We start with a review of SI units and conversion to other systems of units. The different types of energy will then be explained. We will also define density and specific volume, as well as discussing temperature and pressure. Then, we identify and discuss some of the thermodynamic concepts such as system, state, process, cycle and equilibrium. Finally we introduce the working fluid for thermodynamic systems.

نتعرف في الفصل الأول على علم ايناميك الحرارة (الثرموداينمكس) من خلال تقديم وتعريف المفاهيم الأساسية ذات الصلة. نبدأ بمراجعة وحدات النظام الدولي (SI) والتحويل إلى الانظمة ألاخرى من الوحدات. سنشرح أنواع الطاقة المختلفة ونُعرّف الكثافة والحجم النوعي ثم نناقش درجة الحرارة والضغط. بعد ذلك سوف نتطرق الى بعض المفاهيم الثرموديناميكية الاساسية مثل المنظومة والحالة والعملية والدورة والتوازن. وأخيرًا سنتعرف على مائع التشغيل للمنظومات الثرموديناميكية.

1.1 The Field of Thermodynamics

Thermodynamics is *the branch of science concerned with the flow of thermal energy from one state to another*. It may provide the amount of heat transferred between a hot body and a cooler one without actually specifying time. In contrast, the subject of **heat transfer** is the exchange of heat between two points at different temperatures with time being considered as an important factor in the analysis. Moreover, thermodynamic analyses employ relations between heat and other forms of energy such as work, potential energy and kinetic energy. Physical properties of the working fluids, such as pressure and temperature, in addition to other **parameters**, must be specified to develop these relationships.

Engineering applications of thermodynamics depend mainly on the principle of converting heat energy into work. Four thermodynamics laws are known to govern the behavior of energy transfer and related physical parameters of the **working fluid.** These laws are known as the zeroth law, the first law, the second law and the third law of thermodynamics. We will discuss these laws and their applications in the forthcoming chapters. The most common applications of thermodynamics are the analysis of car internal combustion engines, steam power plants, gas turbines, nuclear plants, refrigeration and air-conditioning.

In addition to the classical thermodynamic, which is specialized in **power** generation, there is the **statistical thermodynamic** that applies statistical methods and probability theory to explain the behavior of familiar thermodynamic systems. It is based on the microscopic method for studying groups of fine particles. **Chemical thermodynamics** is another branch of thermodynamics that deals with phenomena related to thermal energy and work in the presence of chemical reactions.

1.1 علم ديناميك الحرارة

يُعنى **علم ديناميك الحرارة** (الثرموداينمكس) *بسريان الطاقة الحرارية من حالة محددة الى اخرى*, ويمنح هذا العلم طريقة لتحديد كمية الحرارة المنتقلة من جسم حار الى آخر بارد, ولكن بدون تحديد الزمن اللازم لانجاز عملية التبادل الحراري. وفي المقابل, يعتمد موضوع **انتقال الحرارة** على التبادل الحراري بين نقطتين بسبب الفرق بدرجة الحرارة بينهما مع اعتبارالزمن عاملاً مهماً لإنجاز التحليلات. علاوة على ذلك, توظف تحليلات علم ديناميك الحرارة معادلات تربط بين الحرارة واشكال الطاقة الاخرى مثل الشغل والطاقة الكامنة والطاقة الحركية. ويجب تحديد الخواص الفيزيائية للمائع الشغال في المنظومة كالضغط ودرجة الحرارة بالاضافة الى **المَعلمات** الاخرى لاشتقاق هذه المعادلات.

تعتمد التطبيقات الهندسية لعلم ديناميك الحرارة بشكل اساسي على مبدأ تحويل الطاقة الحرارية الى شغل. وهناك اربعة قوانين ثرموديناميكية تتحكم بعملية انتقال الطاقة وبالمَعلمات الفيزيائية المتعلقة **بمائع التشغيل**. وتسمى هذه القوانين, قانون الصفر والقانون الاول والقانون الثاني والقانون الثالث لديناليك الحرارة. وسوف نتطرق الى تفاصيل هذه القوانين وتطبيقاتها في الفصول القادمة. ان اكثر التطبيقات شيوعاً في ديناميك الحرارة والمعروفة لنا هي التحليلات التي تخص محركات الاحتراق الداخلي للسيارات ومحطات توليد الطاقة الكهربائية بواسطة بخار الماء والتوربينات الغازية ومحطات الطاقة النووية بالاضافة الى التثليج وتكييف الهواء.

لا يقتصر هذا العلم على علم ديناميك الحرارة الكلاسيكي المتخصص بتوليد **القدرة**, حيث يوجد علم **ديناميك الحرارة الاحصائي** الذي يعتمد على الطرق الاحصائية وعلى نظرية الاحتمالات لدراسة سلوك المنظومات الثرموديناميكية المألوفة, اي انه يستند الى الاسلوب المجهري لدراسة مجاميع الجسيمات الدقيقة. وهناك ايضاً علم **ديناميك الحرارة الكيميائي** الذي يتناول الظواهرالمتعلقة بالطاقة الحرارية والشغل بوجود تفاعلات كيميائية.

1.2 The International System of Units

1.2 النظام الدولي للوحدات

This system is commonly known as the SI and will be used throughout the chapters of the book. The base **dimensions** of this system are length [L], mass [M] and time [T]. Length is measured by meter (m), mass is measured by kilogram (kg) and time is measured by second (s). The units of force here is newton (N), which is the force that affects a mass (1 kg) with acceleration of 1m/s^2. **Energy** is defined as the force multiplied by distance and therefore has the units of joule (J),

يُعرف هذا النظام بنظام (SI) للوحدات الذي سيّستخدم في جميع فصول الكتاب. **ابعاده** الاساسية هي الطول **[L]** والكتلة **[M]** والزمن **[T]**. ويقاس الطول بالمتر (m) والكتلة بالكيموغرام (kg) والزمن بالثانية (s), اما وحدات القوة هنا فهي النيوتن (N), وهوالقوة التي تؤثر في كتلة (1 kg) بتعجيل قدره (1 m/s^2). وتُعرَّف **الطاقة** بأنها القوة مضروبة بالمسافة, وعليه تتخذ وحدات الجول (J),

$$1\ \text{J} = 1\ \text{N.m}$$

Work is a form of energy and it also has the units of joule (J). Sometimes, multiples of the joule are used namely the kilo joule (kJ) and mega joule (MJ).

الشغل هو شكل من أشكال الطاقة ويتخذ أيضًا وحدات الجول (J), وفي بعض الأحيان يتم استخدام مضاعفات الجول وهي كيلو جول (kJ) وميغا جول (MJ).

$$1\ \text{kJ} = 10^3\ \text{J}$$

$$1\ \text{MJ} = 10^6\ \text{J}$$

Power, which is the work done per unit time is measured by the watt (W) or kilo watt (kW). A well-known unit of power in the English system of units is the **horsepower** (hp),

تُقاس **القدرة**, وهي الشغل المنجز لكل وحدة زمنية, بوحدات الواط (W) أو الكيلو واط (kW). وهناك وحدات شائعة استخدام في نظام الوحدات الإنجليزية تسمى **القدرة الحصانية** (hp),

$$1\ \text{hp} = 760\ \text{W}$$

Al forms of energy have the units of joule; however electrical energy is expressed in kilowatt – hour (kWh), where

تتخذ جميع أشكال الطاقة وحدات الجول, الا أن الطاقة الكهربائية تُقاس بالكيلوواط - ساعة (kWh) حيث ان

$$1\ \text{kWh} = 3600\ \text{kJ}$$

Pressure is force per unit area and assumes the units of pascal (Pa) or N/m^2. The bar is another popular unit and is defined as follows

الضغط هو القوة المسلطة على وحدة المساحة, ويتخذ وحدات الباسكال (Pa) او (N/m^2), ويّعد البار وحدة اخرى شائعة الاستخدام الذي يُعّرف كما يلي

$$1\ \text{bar} = 10^5\ \text{Pa} = 100\ \text{kPa}$$

The SI unit of temperature is the kelvin (K), which defined in terms of degrees Celsius (C^o) as follows

وحدات درجة الحرارة هي الكلفن (K) في نظام الوحدات الدولي (SI), و تُعَرّف بدلالة الدرجات المؤية (C^o) كما يلي

$$1\ K = 1\ C^o + 273$$

Units and conversions from one system to another are available on the Internet.

ننصح البحث في الانترنت للاطلاع على الوحدات وطرق تحويلها من نظام الى اخر.

1.3 Systems and Properties

1.3 المنظومات والخواص

A quantity of material or a space specified for the purpose of a particular thermodynamic study is called a **system**. The region outside the system is known as the **surroundings**. The surface separating the system and its surrounding is the **boundary**, and it may be a real or an imaginary surface with a thickness equal to zero (Fig 1.1)

تسمى كمية المادة أو الفضاء المحدد لغرض دراسة ثرموديناميكية معينة **المنظومة**, وتدعى المنطقة خارج المنظومة **المحيط**. ويسمى السطح الذي يفصل بين المنظومة والمناطق المحيطة بها **التخم**, و قد يكون التخم سطحاً حقيقياً او سطحاً وهمياً بسُمك يساوي الصفر. انظر الشكل (1.1)

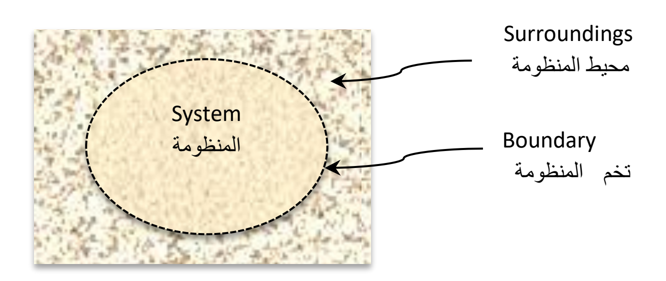


Figure 1.1 Thermodynamic system

الشكل 1.1 المنظومة الثرموديناميكية

There are three types of thermodynamic systems, the **closed system**, the **isolated system** and the **open system**. Fig 1.2 illustrates the types of a system.

هناك ثلاثة أنواع من المنظومات الثرموديناميكية هي **المنظومة المغلقة** و **المنظومة المعزولة** و **المنظومة المفتوحة**. يوضح الشكل 1.2 أنواع المنظومات.

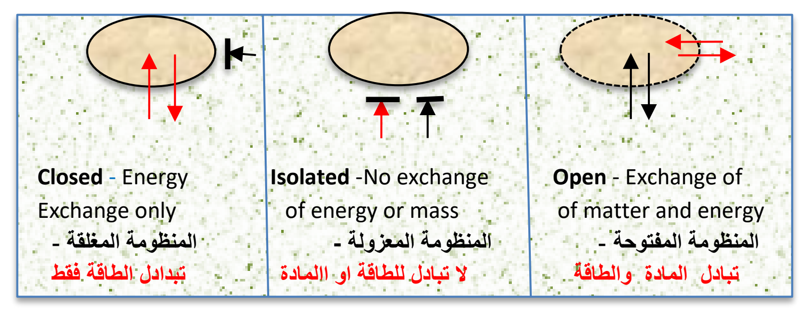


Figure 1.2 Thermodynamic systems

الشكل 1.2 المنظومات الثرموديناميكية

A typical moving boundary closed system is heating a gas inside a piston and cylinder arrangement. In this case the boundary is the moving piston. A fixed boundary-closed system can be demonstrated by heating a fixed volume of gas in a closed rigid vessel. In both examples, heat may cross the boundary and the mass inside remains fixed.

يمثل تسخين الغاز في جهاز مكبس واسطوانة نمزذجاً لمنظومة مغلقة بتخم متحرك, حيث ان التخم في هذه الحالة هو المكبس. اما المنظومة المغلقة ذات التخم الثابت فيمكن تمثيلها بتسخين الغاز في وعاء صلب مغلق باحكام, وفي كلا المثالين, قد تعبر الحرارة التخم بينما تبقى الكتلة في الداخل ثابتة المقدار.

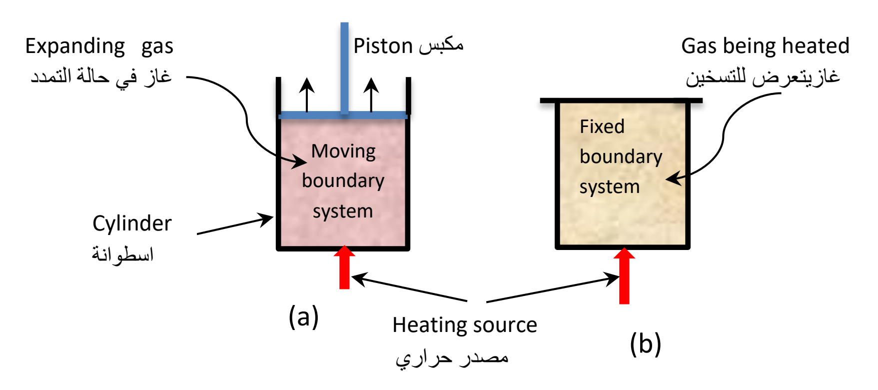


Figure 1.3 (a) Moving boundary closed system منظومة مغلقة بتخم متحرك (a) **الشكل 1.3**
(b) Fixed boundary closed system منظومة مغلقة بتخم ثابت (b)

Engineering equipment, such as pumps, compressors, nozzles, and turbines, are considered open systems, involving certain fluid flow, and thus both mass and energy may cross their boundaries. The analyses of such equipment are based on the concept of **control volume**; this is an arbitrary region in space surrounded by an imaginary boundary known as the **control surface.** The control volume can be selected **infinitesimally** small if necessary. It is commonly selected to include the flow of material in and out of the open system, see Fig 1.4.

تُعد المعدات الهندسية, مثل المضخات والضاغطات والمنفثات والتوربينات, منظومات مفتوحة, لانها تتضمن جريان مائع معين, لذا فقد يحصل عبور لكل من كتلة المادة والطاقة لتخومها (التخوم المحيط بها). وتعتمد التحليلات الرياضية لهذه المعدات على مفهوم **حجم التحكم**, وهو منطقة عشوائية محددة في الفضاء بتخم وهمي يسمى **سطح التحكم**. يمكننا اختيار هذا الحجم كحجم **متناهي الصغر** اذا اقتضى الامر, وعادةً يتم تحديده ليشمل تدفق المواد الداخلة والخارجة من المنظومة المفتوحة, انظر الشكل (1.4).

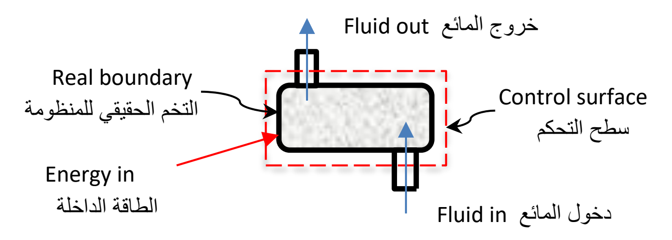


Figure 1.4 Control volume حجم التحكم **الشكل 1.4**

Properties *are the characteristics quantities to describe and define the* ***state*** of the thermodynamic system. Common examples of properties are mass, volume, velocity, pressure and temperature. Other properties of the system working fluid include viscosity, coefficient of thermal expansion, thermal conductivity etc.. The system properties can be independent of mass such as temperature, pressure and density and known as **Intensive properties**. On the other hand, the properties that depend on mass are called **Extensive properties**; examples are the volume, energy and momentum. Any extensive property per unit mass is named a **specific property**. Typical example of specific values is the specific volume, which is the volume of a quantity of fluid per unit mass, meaning the volume of one kilogram of the fluid.

تعرف **الخواص** *على انها الكميات الخصائصية التي توصف وتحدد* ***حالة المنظومة*** *الثرموديناميكية*, ومن الأمثلة الشائعة للخواص هي الكتلة والحجم والسرعة والضغط ودرجة الحرارة. وهناك ايضاً الخواص الأخرى للمائع الشغال في المنظومة مثل اللزوجة ومعامل التمدد الحراري والموصلية الحرارية إلخ... ويمكن أن تكون خواص المنظومة غير مرتبطة بالكتلة, مثل درجة الحرارة والضغط والكثافة, التي تدعى **الخواص المركزة**, ومن ناحية أخرى, تسمى الخواص التي تعتمد على الكتلة **الخواص الشاملة** كالحجم والطاقة والزخم. كما ان الخاصية الشاملة لكل وحدة كتلة (اي الخاصية مقسومة على الكتلة) تسمى **خاصية نوعية**, فمثلاً الحجم النوعي هو حجم وحدة الكتلة لكمية معينة من المائع, بمعنى اخر حجم كيلوغرام واحد من المائع.

The physical properties of the system can be described as **macroscopic properties**, that is, the properties that concern the whole system in relation to a reference frame outside the borders. Examples of such properties are temperature, pressure, and specific heat. Or, as **Microscopic properties**, related to the molecular structure. Thus, the behaviour at the atomic and molecular level is considered microscopic. If we select the size of a system or control volume greater than the intermolecular spacing, the system material is hypothetically considered **continuous** and **homogeneous**. In this case the **continuum model** allows us to describe a system macroscopically using measurable properties. Thus the system properties don't vary within the system and are independent of the behaviour of particles. For example, the density of water is equal 10^3 kg/m^3 at any point within the volume of a measuring cylinder. Hence the density of water which is mass/volume can be evaluated by the mass occupying a known volume in the cylinder. The continuum assumption is a useful tool in engineering thermodynamics to evaluate some of the system properties.

يمكن توصيف الخواص الفيزيائية للمنظومة على أنها **خواص عيانية**, اي الخواص التي تُعنى بالمنظومة باكملها نسبة الى ما هو خارج حدودها كدرجة الحرارة والضغط والحرارية النوعية. او **خواص مجهرية** مرتبطة بالتركيب الجزيئي للمادة, حيث يُعد السلوك على المستوى الذري والجزيئي سلوكاً مجهريًا. وعندما يحدد حجم المنظومة أو حجم التحكم ليكون أكبر من مسافة التباعد بين الجزيئات, يمكن افتراض ان مادة المنظومة هي **مادة متصلة** و **متجانسة**. ففي هذه الحالة, نستطيع من خلال **نموذج المادة المتصلة** وصف المنظومة بشكل عياني باستخدام خواص قابلة للقياس. ولذلك, تصبح خواص المنظومة مستقلة عن سلوك الجسيمات فيكون لها نفس المقدار في جميع اجزاء المنظومة. فعلى سبيل المثال, نعلم ان كثافة الماء تساوي (10^3 kg/m^3), ووفقاً لمبدأ تجانس المادة المتصلة, تتخذ الكثافة نفس القيمة في أية نقطة من كتلة الماء داخل أسطوانة القياس. ولهذا, يمكن تقدير كثافة الماء المساوية الى الكتلة مقسومة على الحجم, عن طريق قياس الكتلة التي تشغل حجماً معيناً في ألاسطوانة.

تُعد فرضية المادة المتصلة أداة مفيدة لتقييم بعض الخواص للمنظومات الثرموديناميكية في التطبيقات الهندسية.

The fixing of the properties at a particular instance defines the state of the system. Thus, any change in property values will lead to a different state.

ان تثبيت قيم الخواص في اي لحظة زمنية معينة يحدد حالة المنظومة, ولذلك فإن أي تغيير في قيم الخواص سيؤدي إلى حالة مختلفة للمنظومة.

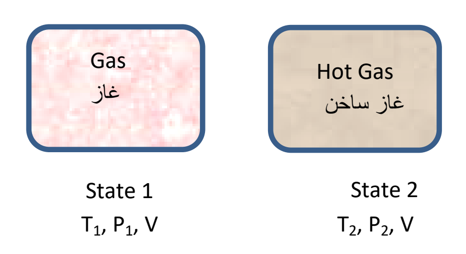


Figure 1.5 Gas stored at two different states

الشكل 1.5 غاز مخزون في حالتين مختلفتين

In Fig. 1.5, a quantity of a gas is stored in a rigid vessel under two different states. State 1 is determined by recording the values of the temperature T_1, Pressure P_1 and volume V before heating. State 2 is determined by specifying the values of properties T_2, P_2 and V after heating. Note that the volume in this case remains constant. However, if the gas is heated in a cylinder and piston system, the volume would change as well as the temperature and pressure.

يتضح في الشكل 1.5 كمية من الغاز مخزونة في وعاء ذو جدار صلب بحالتين مختلفتين. تتحدد الحالة 1 من خلال تسجيل قيم درجة الحرارة (T_1) والضغط (P_1) والحجم (V) قبل التسخين. وتتحدد الحالة الثانية بتثبيت قيم الخواص في الوعاء بعد التسخين وهي (T_2) و (P_2) و (V). لاحظ أن الحجم يبقى ثابتاً, لكن لو تم تسخين الغاز في أسطوانة ومكبس لحصل تغير في الحجم اضافة الى التغيرات في درجة الحرارة والضغط.

In what follows, we discuss some important properties required for thermodynamic analyses, as well as formulating useful equations in this field.

فيما يلي نتطرق الى بعض الخواص المهمة والمرتبطة بإجراء وتطوير التحليلات الثرموديناميكية, وكذلك نتوصل الى صيغ معادلات مفيدة في هذا المجال.

1.4 Temperature & the Zeroth Law

1.4 درجة الحرارة وقانون الصفر

Temperature can be defined *as the degree of hotness or coldness relative to a standard value*. Since temperature is a measure of hotness, heat will flow from a higher to a lower temperature. Temperature is therefore a **function of state** that defines the direction of heat flow. Temperature measurement is based on one of three **scales**; these are **Celsius**, **Fahrenheit**, and **Kelvin**.

يمكن تعريف درجة الحرارة على أنها *درجة السخونة أو البرودة نسبة الى قيمة قياسية معتمدة*. وبما أن درجة الحرارة هي مقياس للسخونة فسوف تنتقل الحرارة من درجة الحرارة الاعلى إلى الدرجة المنخفضة, وبالتالي تُعد درجة الحرارة احد **متغيرات حالة المادة** التي يتعين بها اتجاه سريان الحرارة. تقاس درجة الحرارة استناداً الى ثلاث **تدرجات** هي تدرج **سيليسيوس** وتدرج **فهرنهايت** وتدرج **كيلفن**.

In fact, **Zeroth Law** of thermodynamics forms the basis of temperature measurement. The law states: *if a body A is in thermal equilibrium with a body B, and also in equilibrium with a body C, then B and C will be in thermal equilibrium with each other.*

وفي الواقع, يشكل **قانون الصلفر** الثرموديناميكي أساساً لقياس درجة الحرارة, و ينص هذا القانون: *عندما يكون الجسم (A) في حالة توازن حراري مع جسم (B) وأيضًا في حالة توازن بشكل منفصل مع الجسم (C), فإن الجسمين(B) و (C) سيكونان في حالة توازن حراري مع بعضهما البعض,*

1.4.1 Temperature Scales

Celsius is the metric system of measuring temperature. The **Celsius scale**, known until 1948 as **centigrade**, named after the Swedish astronomer Andres Celsius. In this scale, the freezing point of water is considered zero degrees Celsius (0^oC) and the boiling point one hundred degrees Celsius (100^oC), both being at sea level-atmospheric pressure. Thus, the scale is divided into 100 equal degrees between the two points. The **Fahrenheit scale** is the classic English system of measuring temperature; it is popular in the United States of America. In this scale, the freezing point of water is 32 degrees Fahrenheit (32^oF) and the boiling point is 212 degrees (212^oF), both measured at sea level-atmospheric pressure. The scale was created by Daniel Gabriel Fahrenheit in 1724; it divides the difference between the boiling point and freezing point of water into 180 equal degrees.

1.4.1 تدرجات درجة الحرارة

يمثل **تدرج سيليسيوس** نظام القياس المتري, وقد سمي نسبة الى عالم الفلك السويدي أندريس سيليسيوس, وكان التدرج يسمى, حتى عام 1984 ***التدرج المئوي***. وفي هذا التدرج, تعتبردرجة انجماد الماء مطابقة للصفرالمئوي (0^oC) ودرجة غليانه مطابقة للمئة (100^oC), علماً أن كل من الدرجتين تقاس تحت ظروف الضغط الجوي السائد لدى مستوى سطح البحر. وهكذا تم تقسيم التدرج الى 100 درجة متساوية بين الصفر والمئة. اما **تدرج فهرنهايت** فهو النظام الانكليزي التقليدي لقياس درجات الحرارة, وهو شائع الاستخدام في الولايات المتحدة الامريكية. وهنا تكون درجة انجماد الماء تساوي 32 درجة فهرنهايت ($32^o F$) ودرجة غليانه 212 درجة فهرنهايت (212^oF), حيث تُقاس الدرجتين تحت ظروف الضغط الجوي السائد لدى مستوى سطح البحر. وقام العالم دانيل كابريل فهرنهايت بوضع هذا التدرج عام 1724, ويقُسم الفرق بين درجة الغليان ودرجة الانجماد الى 180 درجة متساوية.

The **Kelvin scale** is the thermodynamic scale in SI units is. In this scale, water freezes at 273.16 K and boils at 373.15 K; both measured at sea level atmospheric pressure. A **thermodynamic temperature scale** should be independent of the properties of any substance. Actually,. The scale is named in honor of the Scottish physicist Lord Kelvin. The units of the temperature in this scale, denoted K, are widely used in various engineering fields. The **absolute zero** 0-K was defined by Kelvin to equal -273 ^0C. Note that Absolute temperature is actually the

يُعد **تدرج كيلفن** المقياس الثرموديناميكي في نظام الوحدات العالمي (SI). وفي هذا التدرج, يتجمد الماء عند (273.16 K) ويغلي عندما تصل درجة حرارته الى (373.15 K) تحت ظروف الضغط الجوي لدى مستوى سطح البحر ان **تدرج درجة الحرارة الثرموديناميكي** يجب ان يكون مستقلاً عن خواص المادة. وفي واقع الحال. سُمي المقياس بهذا الاسم تشريفاً الى العالم الفيزيائي االسكوتلندي اللورد كيلفن, حيث ان وحدات درجة الحرارة (K) التي تستخدم على نطاق واسع في مختلف المجالات الهندسية. وقد ثبت كيلفن **الصفر المطلق** عند درجة (0-K) التي تساوي (-273^oC). وتجدر الاشارة الى ان درجة الحرارة المطلقة هي في الحقيقة وحدات درجة الحرارة

thermodynamic temperature unit referred to in the zeroth law.

The thermodynamic scale in the English system of units is the **Rankine scale**. The temperature unit in this scale is denoted R and the absolute zero is −459.67 °F ≈ -460 °F.

The **ideal gas scale** is a similar temperature scale to the Kelvin scale. The temperature on this scale can be measured using **a constant volume gas thermometer**. The thermometer consists of a gas, such as hydrogen, contained in a rigid-wall vessel. The temperature evaluation is based on the statement of **Gay-Lussac's law**: *the pressure of a given mass of an ideal gas proportional to the absolute temperature at constant volume*. In practice, two reproducible pressures values, such as ice and steam points, are measured and the corresponding temperatures are fixed to indicate the lower and upper points of the scale. Intermediate values of temperature are calculated from the linear relationship of Gay-Lussac's law:

الثرموديناميكية المشار اليها في قانون الصفر.

اما التدرج الثرموديناميكي في النظام الإنجليزي للوحدات فهو **تدرج رانكين**. وتتخذ درجة الحرارة في هذا التدرج الوحدات رانكن (R), والصفر المطلق يساوي (−459.67° F) اي (‎- 460 °F) على وجه التقريب.

يٌعد **تدرج الغاز المثالي** لدرجة الحرارة تدرجاً مماثلاً لتدرج كلفن, ويمكن قياس درجة الحرارة على هذا التدرج باستخدام **محرار الغاز ثابت الحجم**. ويتكون هذا المقياس من غاز, مثل الهايدروجين, محبوس في وعاء محكم بجدار صلب. يستند تقييم درجة الحرارة الى **قانون غاي لوساك** الذي ينص على ان: *الضغط لكتلة معينة من الغاز المثالي يتناسب طرداً مع درجة الحرارة المطلقة عند ثبوت الحجم.* وفي التطبيق الفعلي, تقاس قيمتي ضغط قابلتين للتكرار, مثل الضغط عند نقطة انجماد الماء ليصبح ثلجاً, والضغط عند نقطة تحول الماء الى بخار, ثم تُثبت درجات حرارة هاتين النقطتين لتمثل ادنى واعلى درجات تدرج المحرار. وتُحسب القيم الوسطية لدرجة الحرارة من العلاقة الخطية لقانون جاي لوساك:

$$T = a + b \cdot P \qquad (1.1)$$

T = Absolute temperature in kelvin

P = Measured pressure in Pascal.

The constants a and b can be determined experimentally for the gas used in the thermometer.

(T) = درجة الحرارة المطلقة بوحدات كيلفن

(P) الضغط المقاس بوحدات الباسكال

ويمكن تحديد قيم الثوابت (a) و (b) مختبرياً للغاز المستخدم. في المقياس

If we assign the lowest and highest temperature values on the gas thermometer to be 0 and 100°C, the ideal gas scale will be identical to the centigrade scale. However, assigning the **triple point of water** 273.1575 K as a reference temperature, we can develop an absolute temperature scale identical to the Kelvin scale. Any other temperature is given by:

اذا قمنا بتثبيت القيم ألدنيا وألعليا لدرجة الحرارة على محرار الغاز ثابت الحجم لتكون 0 و 100 درجة مئوية, سيكون تدرج الغاز المثالي مماثلاً لتدرج سيليسيوس. ولكن عند تثبيت قيمة **نقطة الدرجة الثلاثية للماء** عند (273.1575 K) كدرجة حرارة مرجعية, يمكننا تطوير تدرجاً لدرجة الحرارة المطلقة مماثل لمقياس كلفن, اذ يتم تقدير درجة الحرارة المجهولة باستخدام المعادلة التالية

$$\frac{T_x}{273.16} = \frac{P_x}{P_{Ref}} \qquad (1.2)$$

T_x = the unknown temperature.
P_x = the measured pressure at T_x.
P_{ref} = the pressure at the triple point of water.

(T_x) = درجة الحرارة المجهولة.
(P_x) = الضغط المقاس عند درجة الحرارة (T_x).
(P_{ref}) = الضغط عند الدرجة الثلاثية للماء

It should be noticed that the triple point is the equilibrium temperature at which ice, steam and liquid water coexist. The use of the constant volume gas thermometer is limited to the ideal gas conditions; therefore its scale is not considered a comprehensive thermodynamic scale.

تجدرالاشارة الى ان نقطة الدرجة الثلاثية هي درجة الحرارة التي يتواجد عندها الجليد والبخار والماء السائل في آن معاً. ويقتصر استخدام محرار الغاز ثابت الحجم على ظروف الغاز المثالية, ولهذا السبب لا يُعد تدرجه تدرجاً ثرموديناميكياً شاملاً.

The temperature in kelvin is related to temperature in Celsius as follows

ترتبط درجة الحرارة بوحدات كيلفن بدرجة الحرارة بوحدات سليسيوس وفقاً للمعادلة التالية

$$K = {}^{o}C + 273.16 \qquad (1.3)$$

The Rankine temperature is related to Fahrenheit,

وترتبط درجة الحرارة بالرانكن بدرجة الحرارة بوحدات الفهرنهايت,

$$R = {}^{o}F + 460 \qquad (1.4)$$

The conversion from Celsius to Fahrenheit is given by

ويمكن تحويل درجة الحرارة المئوية (السيليسيوس) الى درجة الحرارة يوحدات الفهرنهايت بواسطة المعادلة الاتية

$${}^{o}F = 1.8 \times {}^{o}C + 32 \qquad (1.5)$$

It is worth noting that most of the thermodynamic calculations involve the absolute temperature in Kelvin. If the temperature difference ΔT is involved in the analysis, it makes no difference whether to use Celsius or Kelvin, that is

وتجدرالملاحظة أن معظم الحسابات في علم ديناميك الحرارة تعتمد درجة الحرارة المطلقة بوحدات الكيلفن. اما اذا تطلب الامر استخدام الفرق بدرجة الحرارة (ΔT) فلا فرق بين اعتماد درجة الحرارة السيليسيوس او الكيلفن, اي ان

$$\Delta T\ {}^{o}C = \Delta T\ K \qquad (1.6\ A)$$
$$\Delta T\ {}^{o}F = \Delta T\ R \qquad (1.6\ B)$$
$$\Delta T\ R = 1.8\ \ \Delta T\ K \qquad (1.6\ C)$$

1.4.2 International Temperature Scale

It was adopted in 1927 and revised many times over the years. The scale of ITS 90 is the version recognised by the International Committee of Weights and Measures in 1990. The lowest temperature covered by ITS 90 is 0.65 K. In the year 2000 the scale was extended to 0.9 mK (milli-Kelvin) and In 2019 the scale was further adjusted. However, the ITS 90 remains the scale adopted internationally, because the changes are considered insignificant. The scale range extends from the Hydrogen triple point 13.8033 K to the freezing point of copper 1357.77 K. The calibration is achieved through different measuring methods, including helium gas thermometers for low temperatures, platinum resistance thermometers for temperatures up to 1234.93 K and optical methods for higher temperatures up to 1357.77 K. ITS 90 is considered as a practical **t**hermodynamic scale and can be used to calibrate various industrial instruments.

1.4.2 التدرج الدولي لدرجة الحرارة

لقد أعتمد هذا الدرج في عام 1927, وتمت مراجعته عدة مرات على مر السنين. ويُعد التدرج المرقم (ITS 90) التدرج المعترف به من قبل اللجنة الدولية للأوزان والمقاييس منذ عام 1990. ان أدنى درجة حرارة يغطيها هذا التدرج هي (0.65 K), وفي عام 2000 تم تمديدها إلى درجة (0.9 mK) (ملي كلفن), وقد قامت اللجنة الدولية بمراجعة التدرج في عام 2019 وتعديله ايضاً. مع ذلك, يبقى (ITS 90) التدرج المعتمد دوليًا لأن التغييرات والتعديلات على التدرج ليس لها تأثيرملموس. ويمتد مدى هذا التدرج من الدرجة الثلاثية لغاز الهيدروجين وهي (13.8033 K) إلى درجة تجمد النحاس وهي (1357.77 K) . تُنجز معايرة التدرج بواسطة طرق قياس مختلفة, بما في ذلك محارير غاز الهيليوم لقياس درجات الحرارة المنخفضة, والمحارير البلاتينية لقياس درجات الحرارة المرتفعة التي تصل إلى (1234.93 K) , اضافة الى الطرق الضوئية لقياس درجات حرارة تصل إلى (1357.77 K). ويعد تدرج (ITS 90) تدرجاً لثرموديناميكياً عملياً يمكن استخدامه لمعايرة الآلات والمقاييس الصناعية المختلفة.

1.5 Forms of Energy

Energy exists in different forms and takes the units of joule (J). **Specific energy** is the energy per unit mass in (J / kg). We can use specific values to simplify analyses and calculations of energy balance. We are familiar with electrical, magnetic energy, solar energy et.., but **thermal energy** and **mechanical energy** are among the most important forms of energy in the field of thermodynamics. There are other forms of energy related to thermodynamic systems, some of which will be briefly discussed.

1.5 اشكال الطاقة

تتواجد الطاقة بأشكال مختلفة حيث تتخذ وحدات الجول (J), ولتبسيط التحليلات وحسابات موازنة الطاقة يمكننا ايضاً استخدام **الطاقة النوعية**, وهي الطاقة لكل وحدة كتلة بوحدات (J/kg). نحن على دراية بالطاقة الكهربائية والمغناطيسية والطاقة الشمسية وغيرها, لكن **الطاقة الحرارية** و**الطاقة الميكانيكية** هما أهم أشكال الطاقة في مجال ديناميك الحرارة. وهناك أشكال أخرى من الطاقة لها صلة بالمنظومات الثرموديناميكية سنناقش بعضها بإيجاز.

1.5.1 Internal Energy

It is the energy arising as a result of the physical state associated with the structure and motion of the fluid molecules.

1.5.1 الطاقة الداخلية

هي الطاقة الناجمة عن الحالة الفيزيائية للمائع المرتبطة ببنية جزيئاته وحركتها.

Internal energy is a thermodynamic property denoted U and has the units of joule (J), which is in fact the sum of all microscopic forms of energy. The specific value is denoted u in J/kg.

تُعد الطاقة الداخلية خاصية ثرموديناميكية رمزها (U) ووحداتها الجول (J), وهي في الواقع مجموع كل اشكال الطاقة المجهرية. ويرمز للطاقة الداخلية النوعية (u) بوحدات (J/kg).

1.5.2 Kinetic Energy

1.5.2 الطاقة الحركية

Kinetic energy is the **macroscopic form** of energy, denoted KE; it is associated with the flow of the fluid. It is a function of the average velocity v (m/s) in the system and has the units of joule (J). The kinetic energy is estimated according to the following formula

الطاقة الحركية هي **الشكل العياني** للطاقة المقترنة بجريان المائع, حيث تعتمد قيمتها على متوسط سرعة جريان المائع في المنظومة (v (m/s)). يرمز لها (KE) ووحداتها الجول (J). تقدر قيمتها وفقاً للمعادلة

$$KE = \frac{1}{2} m v^2 \qquad (1.7)$$

m = mass in kg

(m) = الكتلة بوحدات (kg)

1.5.3 Potential Energy

1.5.3 الطاقة الكامنة

Potential energy is due to the position of the object z within the gravity field of earth; denoted PE, it has the units of J. It is given by

هي الطاقة التي تعتمد على تموضع الجسم (z) في مجال الجاذبية الارضية, يرمز لها PE ووحداتها (J). تُقدر قيمتها بموجب المعادلة التالية

$$PE = g \cdot z \cdot m \qquad (1.8)$$

1.5.4 Total Energy

1.5.4 الطاقة الكلية

It is the sum of all the energies per unit mass. Ignoring the effects of magnetic electric and surface tension effect, it is

هي مجموع الطاقات لوحدة الكتلة. وبإهمال تأثيرات الطاقة المغناطيسية والطاقة الكهربائية والشد السطحي فهي

$$E = U/m + KE/m + PE/m \qquad (1.9)$$

1.5.5 The Law of Conservation of Energy

1.5.5 قانون حفظ الطاقة

This law states that *the total energy of an isolated system remains constant. The energy may change from one form to another but cannot be destroyed or created.*

ينص هذا القانون على أن *الطاقة الكلية للمنظومة المعزولة تبقى ثابتاً, فقد تتحول الطاقة من شكل إلى آخر ولكن لا يمكن تدميرها أوخلقها من العدم.*

This law can be formulated for an isolated system as follows

يمكننا صياغة هذا القانون لمنظومة معزولة على النحو التالي

$$U_1 + KE_1 + PE_1 = U_2 + KE_2 + PE_2 \qquad (1.10)$$

If there is no change in the positioning of the system, the change in the potential energy will be zero and equation (1.10) reduces to

واذا لم يكن هناك تغيير في تموضع المنظومة, سيكون مقدار التغير بالطاقة الكامنة صفراً وتُختصر المعادلة (1.10) إلى

$$U_1 + KE_1 = U_2 + KE_2 \qquad (1.11)$$

For example, in the event of a collision of two moving objects and both come to rest, the kinetic energy will be converted to internal energy according to equation (1.11).

على سبيل المثال, اذا اصطدم جسمان متحركان وبلغا حالة السكون, فسيتم تحويل الطاقة الحركية إلى طاقة داخلية وفقاً للمعادلة (1.11).

Example 1.1

المثال 1.1

5.5 kg spherical steel ball moving at 10 m/s hit a stationary steel ball of mass 2.1 kg. After the collision, the heavier ball slows down to a speed of 6 m/s and the smaller ball is pushed to travel at 11.5 m/s. Considering the two balls as a thermodynamic system, calculate the change in internal energy.

كرة مصنوعة من الحديد الصلب تزن (5.5 kg) تتدحرج بسرعة قدرها (10 m/s). تصطدم الكرة بكرة اخرى ساكنة كتلتها (2.1 kg). وبعد التصادم تبطيء الكرة الاثقل الى السرعة (6 m/s), بينما تندفع الكرة الاصغر بسرعة مقدارها (11.5 m/s). احسب مقدار التغير بالطاقة الداخلية معتبراً الكرتين كمنظومة ثرموديناميكية.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$m_1 = 5.5 \text{ kg} \quad , \quad m_2 = 2.1 \text{ kg.}$$
$$v_1 = 10 \text{ m/s}, v_2 = 0.0$$
$$v_3 = 6 \text{ m/s}, v_4 = 11.5 \text{ m/s.}$$

Find

أوجد

$$\Delta U = U_2 - U_1$$

Analysis

Apply equation (1.11) to find the change in internal energy which is $(U_2 - U_1)$,

التحليلات

نطبق المعادلة (1.11) لايجاد مقدار التغير بالطاقة الداخلية $(U_2 - U_1)$,

$$U_2 - U_1 = KE_1 - KE_2$$

We now compute the kinetic energy before and after the collision,

نحسب الان الطاقة الحركية قبل التصادم وبعده,

$$KE = \frac{1}{2} m v^2 \qquad \text{Eq. (1.7)}$$

Total kinetic energy of the system is $(KE_1 + KE_2)$ مقدار الطاقة الحركية الكلية هو

Before collision: قبل التصادم:

$$(\text{Total KE})_1 = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2$$

$$\text{Total KE} = \frac{1}{2} \times 5.5 \times 10^2 + \frac{1}{2} \times 2.1 \times 0.00^2 = 275 \text{ J}$$

After collision: بعد التصادم:

$$(\text{Total KE})_2 = \frac{1}{2} m_1 v_3^2 + \frac{1}{2} m_2 v_4^2$$

$$(\text{Total KE})_2 = \frac{1}{2} \times 5.5 \times 6^2 + \frac{1}{2} \times 2.1 \times 11.5^2 = 237.86 \text{ J}$$

$$\Delta U = U_2 - U_1 = KE_1 - KE_2 = 275 - 237.86 = \underline{37.14 \text{ J}}$$

Comments

As a result of collision of the two balls, the drop in kinetic energy is transformed to 37.14 J of internal energy. The transformation may appear in some form of energy such as heat and sound.

الملاحظات

يتحول الانخفاض في الطاقة الحركية إلى (37.14 J) من الطاقة الداخلية نتيجة اصطدام الكرتين, ويمكن أن يظهر هذا التحول في احد أشكال الطاقة الاخرى مثل الحرارة والصوت.

1.6 Density and Specific Volume

Density is *the mass m of a unit volume V*, denoted as ρ; it has the units (kg/m^3) and dimensions (ML^{-3}). Density is defined by equation the following equation

1.6 الكثافة والحجم النوعي

تعرف **الكثافة** على *انها الكتلة (m) لوحدة الحجم (V)*, رمزها (ρ), وحداتها (kg/m^3) وأبعادها (ML^{-3}). تُعطى الكثافة بموجب المعادلة التالية

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1.12)$$

Specific volume v is the reciprocal of density; it has the units (m^3/kg) and dimensions (L^3M^{-1}).

الحجم النوعي هو مقلوب الكثافة, يرمز له (v) ووحداته (m^3/kg) و ابعاده (L^3M^{-1}).

$$v = \frac{1}{\rho} = \frac{V}{m} \quad (1.13)$$

The density of liquids and solids is practically independent of pressure; the effect of temperature is considered negligible in engineering applications. On the other hand, density of gases is proportional to temperature and varies inversely with pressure. The change in gas density is governed by the gas laws. The specific volume of steam and water is tabulated in **steam tables** as a function of temperature and pressure. Steam tables provide data for other thermodynamic properties.

ان كثافة السوائل وكثافة المواد الصلبة لاتتأثرعملياً بالضغط, كما ان تأثيردرجة الحرارة عليها في التطبيقات الهندسية ضئيل. ومن ناحية أخرى, تتناسب كثافة الغاز طرداً مع درجة الحرارة وتتغيرعكسياً مع الضغط, حيث يخضع التغيير في كثافة الغاز لقوانين الغازات السائدة. تُدرج قيم الحجم النوعي لبخار الماء والماء السائل في **جداول بخار الماء** كدالة لدرجة الحرارة والضغط. كما توفر جداول بخار الماء بيانات عن الخواص الثرموديناميكية الاخرى.

Mass flow rate, denoted $\dot{m}$ and has the units of (kg/s), is related to **volumetric flow rate** $\dot{Q}$ in (m^3/s) and density ρ (kg/m^3) as follows

يرتبط **معدل الجريان الكتلي** الذي يتخذ الرمز ($\dot{m}$) والوحدات (kg/s), بكل من **معدل الجريان الحجمي** ($\dot{Q}$) بالوحدات (m^3/s) والكثافة (ρ kg/m^3) وفقاً للمعادلة التالية

$$\dot{m} = \rho . \dot{Q} \quad (1.14)$$

The data regarding density of various substances are usually tabulated in the form of a dimension less ratio known as **specific gravity** SG or **relative density**. The specific gravity is defined as *the ratio of the density of the substance ρ to the density of water* The density of water ρ_w = 1000 kg/m^3 at 4^{o}C.

جرت العادة على جدولة البيانات المتعلقة بكثافة المواد المختلفة على هيئة نسبة خالية الأبعاد تُسمى **الثقل النوعي** (SG) أو **الكثافة النسبية**, ويمكن تعريف الثقل النوعي على أنه *نسبة كثافة المادة إلى كثافة الماء*. علماً ان قيمة كثافة الماء (ρ_w) تساوي (1000 kg/m^3) عند درجة الحرارة (4^{o}C).

$$SG = \frac{\rho}{\rho_w} \qquad (1.15)$$

Specific gravity values for some common substances are given in Table 1.

يبين الجدول 1 قيم الثقل النوعي لبعض المواد الشائعة.

Table 1 Specific gravity of some substances

الجدول 1 قيم الثقل النوعي لبعض المواد

Substance	Specific gravity الثقل النوعي	المادة
Water	1	الماء
Milk	1.028 – 1.035	الحليب
Sea water	1.03	ماء البحر
Ethyl alcohol	0.789	الكحول الاثيلي
Gasoline	0.66-0.69	الكازولين
Acetone	0.783	الاسيتون
Glycerin	1.26	الكليسرين
Sulphuric acid	1.83	حامض الكبريتيك
Lube oil	0.7 –o.95	زيت التشحيم
Mercury	13.55	الزئبق
Wood	0.3-0.9	الخشب
Steel	7.75 – 8.06	الصلب الحديدي
Gold	19.2	الذهب
Bricks	1.5 – 1.8	طابوق البناء
Cement	1.44	الاسمنت
Asphalt	0.721	الاسفلت
Glass	2.5	الزجاج
Ice	0.92	الجليد
Air at 1 atm.	0.0013	الهواء-(1 atm)
Oxygen	0.032	الاوكسجين
Carbon dioxide	0.044	ثاني اكسيد الكاربون
Ammonia	0.000749	الامونيا

(Data gathered from various sources)

1.7 Pressure

1.7 الضغط

Pressure is denoted P; defined as the force acting on a unit area. It has the unit of N/m^2, or Pascal (Pa), and dimensions $ML^{-1}T^{-2}$,

الضغط هو القوة المسلطة على وحدة المساحة, يرمز لـه P, وحداتـــه هـــي (N/m^2) أو باســكال (Pa) وابعـــاده ,($ML^{-1}T^{-2}$)

$$P = \frac{F}{A}$$

F is force, its units N, and A is the area in m^2. The value of pressure may change from one point to another within the fluid mass and therefore the **mean pressure** acting on a small area δA is defined as follows

يمثل الرمز (F) القوة بوحدات النيوتن (N), و (A) هي المساحة بوحدات المتر المربع (m^2), وقد يتغير مقدار الضغط من نقطة إلى اخرى في المائع لذا يتم تعريف **متوسط الضغط** الذي يؤثر في مساحة صغيرة δA كالآتي

$$P = \frac{\delta F}{\delta A}$$

As δA approaches zero, the pressure acting on a defined point becomes

وعندما تقترب قيمة المساحة δA من الصفر يصبح الضغط المؤثر في نقطة معينة

$$P = \lim_{(\delta A \to 0)} \frac{\delta F}{\delta A}$$

In the differential form,

او بالصيغة التفاضلية,

$$P = \frac{dF}{dA} \qquad (1.16)$$

In fact, the concept of pressure applies to fluids (liquids and gases) that may be in a state of flow or at rest. **Stress** is the equivalent of pressure acting on solids.
The pascal is considered too small for industrial pressure measurements; therefore, other units such as kPa, MPa, bar and atmospheric presure (atm) are adopted, where

وفي الواقع, ينطبق مفهوم الضغط على الموائع فقط, اي السوائل والغازات التي قد تكون في حالة الجريان او في حالة السكون. وفيما يتعلق بالمواد الصلبة, يُستخدم **الاجهاد** بدلاً من الضغط.
يُعد الباسكال وحدة صغيرة جدًا لقياس الضغط في المجالات الصناعية, لذا تُعتمد وحدات اخرى مثل (kPa) و (MPa) والبار (bar) والضغط الجوي (atm), حيث ان

$$1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa} = 10^5 \text{ Pa} \quad \text{and} \quad 1 \text{ atm} = 101.325 \text{ k Pa}$$

The kilogram-force per square centimeter is another pressure unit used in industry; it is denoted kg/cm^2 or kg_f/cm^2.

يُعد الكيلوغرام - قوة لكل سنتيمتر مربع وحدة أخرى لقياس الضغط في الصناعة, يُرمز إليها (kg/cm^2) او .(kg_f/cm^2)

$$1 \text{ kg}/cm^2 = 9.807 \times 10^4 \text{ Pa}$$

In the English system of units, the pressure is

وفي نظام الوحدات البريطاني, يُقاس الضغط

measured in pound-force per square inch denoted as lb_f/in^2 or lb/in^2, also known as psi.

بوحدات باوند - قوة لكل انج مربع (lb_f/in^2 or lb/in^2) والتي تُعرف ايضاً بالرمز (psi).

1 atm = 14.696 psi

1.8 Pressure Head

The pressure due to the liquid depth is called **pressure head**. It is represented by h and has the unit of meter (m). The pressure variation in a fluid at rest can be estimated by conducting a force balance on an infinitesimal volume ($d_xd_yd_z$); see Fig1.6. If P is acting at the center of the element, and the variation in pressure in the x direction is $(\frac{\partial P}{\partial x})$ then the value of total variation between the center and one of the cube faces becomes the pressure variation multiplied by the distance

1.8 عمود الضغط

يسمى الضغط الناجم عن ارتفاع عمود السائل الساكن **عمود الضغط**, رمزه (h) ووحداته المتر (m). ويمكن حساب مقدار تغيرات الضغط في المائع الساكن باجراء موازنة للقوى المؤثرة على جسيم متناهي الصغر حجمه ($d_xd_yd_z$) كما هو موضح في الشكل (1.6) . فاذا كان الضغط P يؤثر في مركز الجسيم وكان مقدار تغير الضغط بالأتجاه x يساوي $(\frac{\partial P}{\partial x})$ فسيصبح مقدار التغير الكلي بين المركز وأحد الوجهين مساوياً الى تغير الضغط مضروباً بالمسافة بين

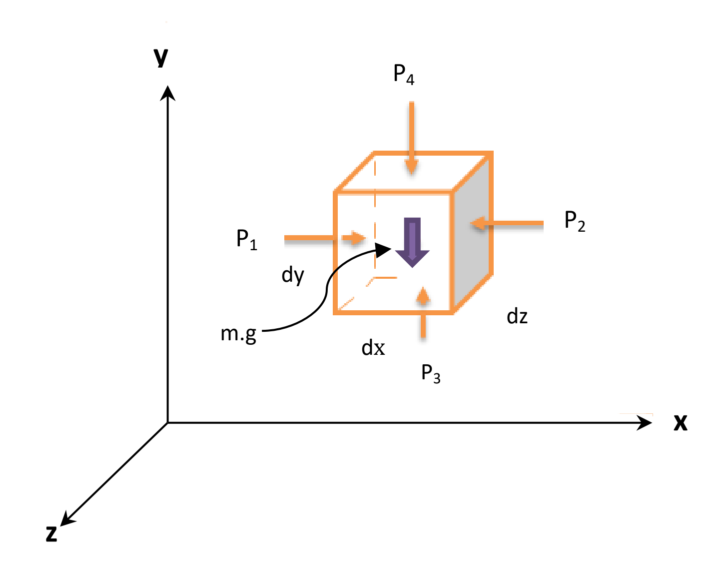


Figure 1.6 Pressure acting on a fluid element

الشكل 1.6 الضغوط المؤثرة في جسيم المائع

from the centre to the face, $[(\frac{\partial P}{\partial x})\frac{dx}{2}]$. Fig 1.6 shows that P_1 acts on the area (dy.dz) in the x direction and P_2 also acts on the area (dy.dz) in the opposite direction.

المركز والوجه أي $[(\frac{\partial P}{\partial x})\frac{dx}{2}]$. نلاحظ في الشكل (1.6) ان الضغط P_1 يؤثر في المساحة (dy.dz) بالاتجاه x و يؤثر الضغط (P_2) في المساحة (dy.dz) أيضا ولكن بالاتجاه المعاكس.

We can express P_1 and P_2 in terms of P as follows

ويمكننا كتابة P_1 و P_2 بدلالة P على النحو التالي

$$P_1 = P - [(\frac{\partial P}{\partial x}) \frac{dx}{2}]$$

$$P_2 = P + [(\frac{\partial P}{\partial x}) \frac{dx}{2}]$$

To maintain equilibrium, the net force acting on the element in the x direction must be zero,

ولديمومة حالة التوازن فأن مجمل القوى التي تؤثر في الجسيم بالاتجاه x تساوي صفراً,

$$\Sigma F_x = 0.0$$

$$\Sigma F_x = P_1 (dy.dz) + - P_2 (dy.dz)$$

At equilibrium the equation will be

في حالة التوازن تتحول المعادلة الى

$$P_1 - P_2 = 0.0$$

Substituting in terms of P,

وبالتعويض بدلالة P.

$$(P - \frac{\partial P}{\partial x} \frac{dx}{2}) - (P + \frac{\partial P}{\partial x} \frac{dx}{2}) = 0$$

$$-2 (\frac{\partial P}{\partial x} \frac{dx}{2}) = 0$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = 0$$

Similarly, we can show that

وبنفس الطريقه نحصل على

$$\frac{\partial P}{\partial z} = 0$$

This means that the pressure does not change in the x and z directions. We can therefore conclude that *the magnitude of pressure is the same at any two points across a horizontal plane in the fluid.* The conclusion is consistent with **Pascal's rule**, *which states that the pressure acting at point in a fluid at rest is transmitted equally in all directions.*

وهذا يعني ان مقدار الضغط لن يتغير في الاتجاهين x و z او بعبارة اخرى *ان الضغط يتساوى بالمقدار عند أي نقطتين تقعان على المستوى الافقي نفسه في المائع*. وهذا الاستنتاج يتوافق مع **قاعدة باسكال** التي تنص على *أن الضغط المؤثر في أي نقطة في المائع الساكن ينتقل بالتساوي في جميع الاتجاهات.*

With respect to the forces acting in the vertical direction, the force of the element due to weight (-m.g) must be added to the pressure forces, so that

وفيما يخص القوى المؤثرة في الاتجاه الراسي y, فيجب إضافة قوة ثقل الجسيم (-m.g) إلى قوى الضغط , أي

$$P_3 \,.\, d_x\, dz - P_4 \,.\, d_x\, dz - m.g = 0$$

g = acceleration of gravity = 9.8 m^2/s

(g) = التعجيل الجاذبي بوحدات = (9.8 m^2/s)

In terms of P

وبدلالة (P)

$$\left(P - \frac{\partial P}{\partial y}\frac{dy}{2}\right) dx.dz - \left(P + \frac{\partial P}{\partial y}\frac{dy}{2}\right) dx.dz - m.g = 0$$

Simplifying the equation,

وبتبسيط المعادلة نحصل على,

$$\frac{\partial P}{\partial y} = -\rho\, g$$

It has been shown that the value of P does not change in the x and z directions. Assuming that the pressure does not change with time as well, we can convert the partial differential equation to a total differential equation,

وقد تبين ان مقدار P لا يتغير بالاتجاهين x و z. واذا افترضنا ان مقدار الضغط لا يتغير بمرورالزمن ايضا فيمكننا صياغة المعادلة التفاضلية الجزئية بصيغة معادلة تفاضلية كلية,

$$\frac{dP}{dy} = -\rho\, g \qquad (1.\ 17)$$

The actual value of the pressure in the vertical direction can be found by integrating equation (1.17).

وبمكاملة المعادلة (1.17) يمكن ايجاد مقدار التغير الحقيقي بالضغط في الاتجاه الرأسي.

The value of the density of compressible fluids, such as gases, varies according to temperature and pressure. Therefore, if it is required to integrate equation (1.17) for a gas, a relationship between density and pressure must be determined. However, for **incompressible fluids**, such as liquids, the integration will be as follows

تعتمد كثافة الموائع الانضغاطية مثل الغازات, على مقدار درجة الحرارة والضغط. واذا تطلب الامر مكاملة المعادلة (1.17) لغاز معين فيجب تحديد علاقة بين الكثافة والضغط. أما في حالة **الموائع غير الانضغاطية** كالسوائل, فكثافتها ثابتة المقدار لذا يمكن مكاملة المعادلة على الوجه الآتي

$$\int_1^2 dP = \int_1^2 (-\rho\, g)dy$$

Since $(\rho\, g)$ is constant for liquids, and according to Fig (1.7) the integral gives

بما ان $(\rho\, g)$ هو مقدار ثابت للسوائل, وبموجب ما يتضح في الشكل (1.7) فان نتيجة التكامل تصبح

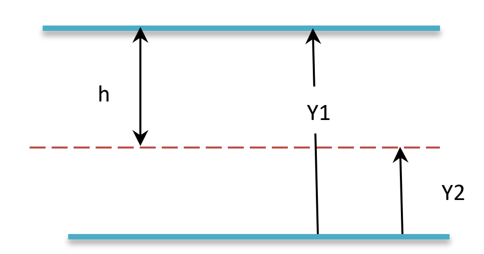


Figure 1.7 A layer of liquid **الشكل 1.7** طبقة من السائل

$$P_2 - P_1 = -\rho\, g\, (y_2 - y_1)$$

$$y_2 - y_1 = h$$

$$\therefore P_2 - P_1 = -\rho\, g\, h$$

$$P_1 - P_2 = \rho\, g\, h \qquad (1.18)$$

Equation (1.18) shows that the pressure difference (P_1-P_2) can be determined from the value of the height of liquid column h, now, if

يتبين من المعالة (1.18) امكان تخمين فرق الضغط (P_1-P_2) من معرفة ارتفاع عمود السائل h , فاذا جعلنا

$$\Delta P = P_2 - P_1$$

$$-\Delta P = P_1 - P_2$$

Then equation (1.18) becomes

تصبح المعادلة (1.18) كاللآتي

$$-\Delta P = \rho\, g\, h$$

$$h = \frac{-\Delta P}{\rho\, g} \qquad (1.19)$$

The expression ($\frac{-\Delta P}{\rho g}$) or ($\frac{P}{\rho g}$) is known as the pressure head; defined as the height of a liquid column required to generate a pressure (P) or pressure difference ($P_1 - P_2$). It has the symbol h, the unit m and dimension [L]. The concept of pressure head will be elucidated in the following example.

يسمى المقدار ($\frac{-\Delta P}{\rho g}$) أو ($\frac{P}{\rho g}$) عمود الضغط, ويقصد به عمود السائل الذي يولد ضغطاَ مقداره (P), او يولد فرق ضغط قدره ($P_1 - P_2$), ويرمز له (h), وحداته (m) وابعاده [L]. سنوضح مفهوم عمود الضغط في المثال التالي.

Example 1.2

المثال 1.2

Convert the atmospheric pressure to pressure head resulting from

a- A column of sea water of density 1025 kg/m^3

b- A column of Mercury; relative density (specific gravity) 13.595

قم بتحويل الضغط الجوي إلى مايعادله من عمود الضغط الناتج عن

(أ) عمود من ماء البحر, كثافته (1025 kg/m^3)

(ب) عممود من الزئبق كثافته النسبية (13.595)

Solution

الحل

Given

المعلوم

The atmospheric pressure (P_o) = 101.325 kPa = الضغط الجوي

P_o =101.325 x 10^3 Pa

ρ_w =1025 kg/m^3 , ρ_{Hg} = 13.595 x ρ_{water}

Find

اوجد

$$h_w , h_{Hg}$$

Analysis

التحليلات

To estimate the pressure head h_w, we apply equation (1.19),

(أ) نطبق المعادلة (1.19) لحساب عمود الضغط (h_w),

$$h = \frac{-\Delta P}{\rho\, g} = \frac{P_o}{\rho_w\, g} \qquad \text{(From Eqn. 1.19)}$$

$$h_w = \frac{101.325 \times 1000}{1025 \times 9.8} = \underline{10.087}\ \text{m}$$

b- We use the same method to find h_{Hg}

(ب) نستخدم نفس الطريقة لايجاد قيمة (h_{Hg})

$$h = \frac{P_{Hg}}{\rho_{Hg}\, g} \qquad \text{(From Eqn. 1.8)}$$

$$\rho_{Hg} = 13.595 \times \rho_{water} = 13.595 \times 1000$$

$$h_{Hg} = \frac{101.325 \times 1000}{13595 \times 9.8} = \underline{0.760\ \text{m}}$$

Comments

الملاحظات

The result shows that a column of sea water 10.087 m high generates a pressure equal to the atmospheric value; while the same pressure can be obtained from a column of mercury with a height of 0.760 m only.

تبين النتتيجة ان عموداً من ماء البحر ارتفاعه (10.087 m) يولد ضغطاً مساوياً للضغط الجوي بينما يمكن الحصول على نفس المقدار من عمود زئبق ارتفاعه (0.760 m) فقط.

1.9 Pressure Measurement

1.9 قياس الضغط

Fig 1.8 shows that the pressure is expressed in two ways; one is relative to atmospheric pressure and the other relative to the **absolute zero pressure**. Absolute zero is defined as the pressure that would only occur in perfect vacuum. The pressure measured relative to the absolute zero is called **absolute pressure**. The atmospheric pressure varies in value according to location.

يتضح في الشكل (1.8) ان الضغط يقاس بطريقتين, اما نسبة إلى الضغط الجوي السائد او نسبة إلى **ضغط الصفر المطلق**. والصفر المطلق هو مقدار الضغط في حيز مفرغ تماماً من الهواء, ويسمى الضغط المقاس نسبة له **الضغط المطلق**. المعلوم ان قيمة الضغط الجوي تتغير حسب موقع القياس.

It is measured at sea level to be about 101.325 $kPa_{(abs)}$; the abbreviation "abs" indicates that the pressure is absolute. The value of the atmospheric pressure, in British units is 14.695 psia (pound per square inch absolute) where the letter "a" refers to absolute pressure.

ويُتخذ مقدار الضغط الجوي بمستوى سطح البحر زهاء ($101.325\ kPa_{(abs)}$), حيث تشير الحروف "abs" الى كون الضغط ضغطا مطلقا, وهي مختصر الكلمة (absolute). وتبلغ قيمة الضغط الجوي بالوحدات البريطانية (14.695 psia) (بوحدات باوند لكل انج مربع), حيث يشير الحرف (a) الى (absolute) اي ان الضغط هو ضغط مطلق.

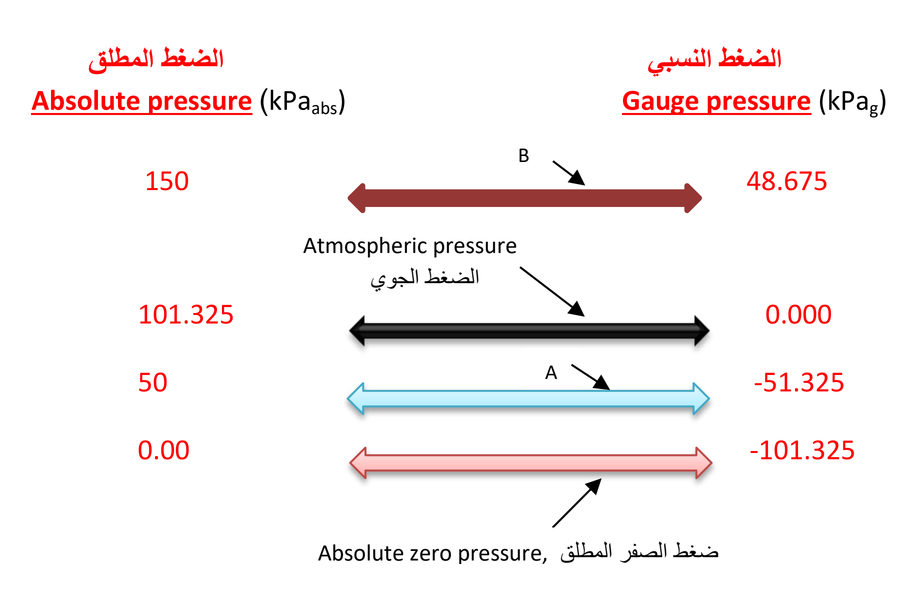


Figure 1.8 Relative pressure values **الشكل 1.8** مناسيب الضغط

The pressure measured relative to the atmospheric pressure is known as the **relative pressure** or **gauge pressure**. The letter "g" is normally used to refer to gauge pressure. The pressure gauge typically reads relative pressure; that is, the zero mark on the instrument is equivalent to the atmospheric pressure value. However, some gauges are calibrated to read absolute pressure values directly. It is worth mentioning that the general use of the term "pressure" refers to gauge pressure. The pressure value less than the prevailing atmospheric is called **vacuum pressure**.

يدعى الضغط المقاس نسبة إلى الضغط الجوي **الضغط النسبي** او **ضغط المقياس** ويرمز له بالحرف (g) أو تكتب كلمة (gauge) التي تعني مقياس الضغط . ويقرأ المقياس عادة ضغطاً نسبياً, أي ان الصفر المثبت عليه يعادل الضغط الجوي, إلا ان بعض المقاييس تُدرج بحيث تقرأ ضغطاً مطلقاً بصورة مباشرة. وتجدر الاشارة إلى ان استخدام كلمة "الضغط" وحدها تعني عادة ضغط المقياس.

يسمى الضغط الذي يقل مقداره عن الضغط الجوي السائد **ضغط الفراغ**.

The value of vacuum will be negative relative to atmospheric pressure and positive relative to the absolute zero pressure.
In Fig 1.8, the value of the absolute pressure at A is 50 $kPa_{(abs)}$, which is equivalent to relative or gauge pressure of -51.325 kPa. At B, we also notice two values of pressure, which indicates that

وتكون قيمة ضغط الفراغ سالبة نسبة الى الضغط الجوي وموجبة نسبة إلى ضغط الصفر المطلق.
ففي الشكل (1.8) يتضح أن مقدار ضغط المطلق في النقطة A هو ($50\ kPa_{(abs)}$) الذي يعادل ضغطاً نسبيا مقداره (-51.325 kPa), وهذا يعني ان مقياس الضغط سيقرأ ضغط فراغ قدره (-51.325 kPa). وفي النقطة B نلاحظ ايضاً مقدارين للضغط مما يدل على ان

Absolute = Relative (gauge) + Atmospheric

الضغط المطلق = الضغط النسبي + الضغط الجوي

Example 1.3

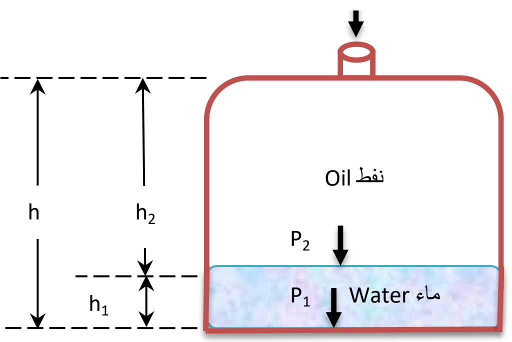
المثال 1.3

A tank 3.671 m high contains 0.63 m water and the rest is filled with oil. The tank is vented to the atmosphere by a short pipe at the top. Calculate the absolute pressure exerted on the water layer and the pressure at the bottom of the tank. Determine the relative pressure (gauge pressure) at the bottom of the tank.

خزان ارتفاعه (3.71m) يحتوي على ماء بعمق (0.63m) وسائل نفطي في الحجم المتبقي, وهو مفتوح للجو بانبوب تنفيس مثبت في غطائه العلوي. احسب الضغط المطلق المسلط على طبقة الماء والضغط المسلط على قعر الخزان, ثم احسب مقدار الضغط النسبي (ضغط المقياس) على القعر.

Water density = $1000 kg/m^3$
Oil density = $920 kg/m^3$
Atmospheric pressure=101.325 kPa
$g = 9.81 m/s^2$

كثافة الماء $1000 kg/m^3$, كثافة النفط $920 kg/m^3$
الضغط الجوي (101.325 kPa),
التعجيل الجاذبي ($g = 9.81 m/s^2$)



Solution

الحل

Given

المعلوم

$P_0 = 101.325$ kPa , $h = h_1 + h_2$, $\rho_{water} = 1000 kg/m^3$ $h_2 = 3.71 - h_1$, $h_1 = 0.63$ m ,

$\rho_{oil} = 920 kg/m^3$ $g = 9.81 m/s^2$

Find

اوجد

P_g at the bottom

(P_g) المؤثر في قعر الخزان

Analysis

التحليلات

The sketch shows that the absolute pressure acting at the surface of the water layer P_2 is equal to the atmospheric pressure plus the pressure due to the oil column, therefore

يتضح في الرسم التخطيطي ان الضغط المطلق المؤثر في طبقة الماء P_2 يساوي الضغط الجوي مضافاً اليه الضغط الناجم عن عمود النفط أي

$$P_2 = P_0 + h_2\,\rho_{oil}\,g$$

$$h_2 = h - h_1 = 3.71 - 0.63 = 3.08 \text{ m}$$

$$P_2 = 101.325 \times 10^3 + 3.08 \times 920 \times 9.81$$

$$P_2 = 129.122 \times 10^3 \text{ Pa} = \underline{129.122 \text{ kPa}}$$

The absolute pressure at the bottom of the tank P_1 is estimated by

نحسب الضغط المطلق الذي يؤثر في قعر الخزان P_1 من

$$P_1 = P_2 + h_1\,\rho_{water}\,g$$

$$P_1 = 129.122 \times 10^3 + 0.63 \times 1000 \times 9.81$$

$$P_1 = 135.302 \times 10^3 \text{ Pa} = \underline{135.302 \text{ kPa}}$$

The gauge pressure Pg acting at the bottom of the tank is

الضغط النسبي P_g المؤثر في قعر الخزان هو

$$P_g = P_1 - P_0$$

$$P_g = 135.302 - 101.325 = \underline{33.977 \text{ kPa}}$$

Comments

الملاحظات

The reading of a pressure gauge fixed at the bottom of the tank will be 33.977 kPa.

لو ثبت مقياس ضغط في قعر الخزان فيسقرأ (33.977 kPa)

Exercise

تمرين

If the tank contains the 1.45 m of water plus a layer of liquid of density specific gravity 1.12, what would the pressure gauge reading be?

إذا كان الخزان يحتوي على (1.45 m) من الماء بالإضافة إلى طبقة من سائل ثقله النوعي (1.12), ماذا ستكون قراءة مقياس الضغط؟

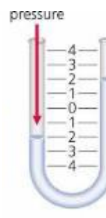
1.10 Manometers

The **manometer** is the common instrument of pressure measurement. Manometers are instruments used to measure pressure; their operation is based on a technique involving the rise of the liquid inside a glass tube. The simplest type of this instrument consists of a vertical or inclined glass tube attached to a container, or to a pipeline allowing the liquid to rise inside the tube. The common type consists of a U shaped glass tube containing liquid heavier than the fluid in the container. The liquid of the manometer must not mix or react with the other fluid such as mercury. The relationship between pressure and pressure head forms the basis for the measurement and estimation of pressure by the manometer.

The **simple manometer** consists of simple U tube containing a heavy liquid such as mercury. It is attached to a pipeline transporting a fluid. The heavy liquid is pushed up by the pressure of the fluid inside the pipeline. The value of the pressure is calculated as follows

1.10 المانومترات

يُعد **المانومتر** الجهاز الشائع لقياس الضغط, ويقاس الضغط بواسطة استنادا الى مقدار ارتفاع عمود السائل في انبوب زجاجي شفاف. يتألف ابسط انواع المانومترات من انبوبة شفافة شاقولية أو انبوبة مائلة متصلة بخزان, أو متصلة بانبوب رئيسي يجري فيه سائل, حيث يرتفع السائل المراد قياس ضغطه في الانبوبة حسب تأثير الضغط عليه. والمانومتر شائع الاستعمال عبارة عن انبوبة زجاجية على هيئة حرف U تحتوي سائلاً اثقل من المائع المراد قياس ضغطه كالزئبق. وينبغي ان لا يمتزج سائل المانومتر مع المائع الاخر وان لا يتفاعل معه كيميائياً. وتشكل علاقة الضغط بعمود الضغط اساساً لقياس وتقدير الضغط بواسطة المانومتر.



يتألف **المانومتر البسيط** من انبوب على هيأه (U) يحتوي على سائل ثقيل كالزئبق. ولقياس الضغط, يوصل المانومتر بانبوب يجري فيه سائل معين. وبسبب ضغط السائل الجاري, يندفع السائل الثقيل إلى ارتفاع معين يحسب منه مقدار الضغط على النحو الآتي

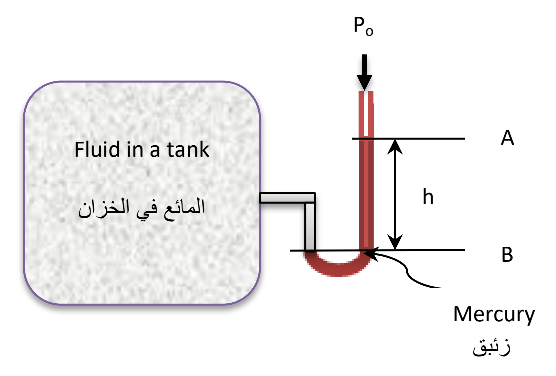


Figure 1.9 Simple manometer
الشكل 1.9 المانومتر البسيط

The pressure along the line B is the same, thus:

لما كان الضغط على امتداد الخط (B) متساوياً, لذا

$$P_B = P_0 + h \cdot \rho_{Hg} \cdot g \qquad (1.20)$$

P_o is the atmospheric pressure and P_B is the pressure at B, which is actually the fluid pressure inside the tank. ρ_{Hg} is the density of mercury.

يمثل (P_o) الضغط الجوي, و(P_B) الضغط المطلق عند النقطة (B) وهو في الواقع ضغط المائع في الخزان, و (ρ_{Hg}) كثافة الزئبق.

To measure the pressure difference ($\Delta P = P_1 - P_2$) across a valve or an **orifice plate** in a pipeline, a **differential manometer** is installed as shown in Fig 1.10 This arrangement, can also be used to measure pressure difference between two pipes, or across any restriction in a pipe that causes pressure drop. The pressure difference can be calculated as follows

اذا اردنا قياس فرق الضغط ($\Delta P = P_1 - P_2$) في نقطتين واقعتين على جانبي صمام او **صفيحة مثقوبة** تعترض الجريان في انبوب معين فيمكننا ربط **مانومتر تبايني** كما هو مبين في الشكل (1.10). ويمكن ايضا استخدام هذا الجهاز لقياس فرق الضغط بين انبوبين مختلفين او عبر اي تضيقة في الانبوب تسبب هبوطاً في الضغط. يحسب فرق الضغط بدلالة ارتفاع سائل المانومتر على النحو الآتي

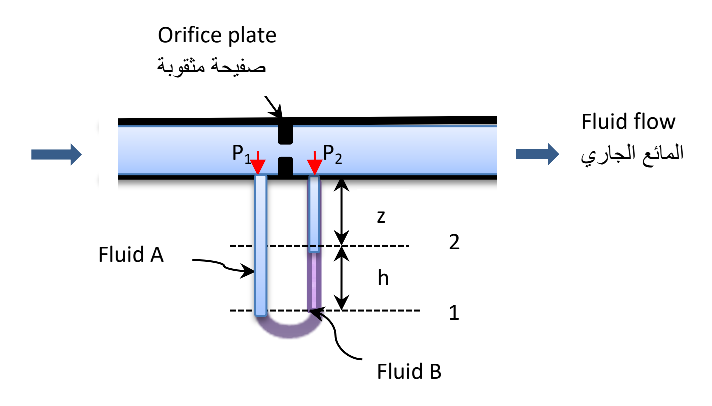


Figure 1.10 Differential manometer

الشكل 1.10 المانومتر التبايني

The pressure P_1 is related to P_2 along the line 1 as follows

يُحسب الضغط (P_1) بدلالة (P_2) على امتداد الخط (1) كما يلي

$$P_1 + (z+h)\,\rho_A \cdot g = P_2 + h \cdot \rho_B \cdot g + z \cdot \rho_A \cdot g$$

$$P_1 - P_2 = h\,\rho_B\,g + z\,\rho_A\,g - z\,\rho_A\,g - h\,\rho_A\,g$$

$$P_1 - P_2 = h\,g\,(\rho_B - \rho_A) \qquad (1.21)$$

Other types of pressure measurements include the inverted and inclined manometers. The **Bourdon gauge** is widely used in industry to measure high pressures.

هناك انواع أخرى من مقاييس الضغط بما في ذلك مقاييس الضغط المقلوبة والمقاييس ذات الانبوبة المائلة, كما يستخدم **مقياس بوردون** على نطاق واسع في الصناعة لقياس الضغوط العالية.

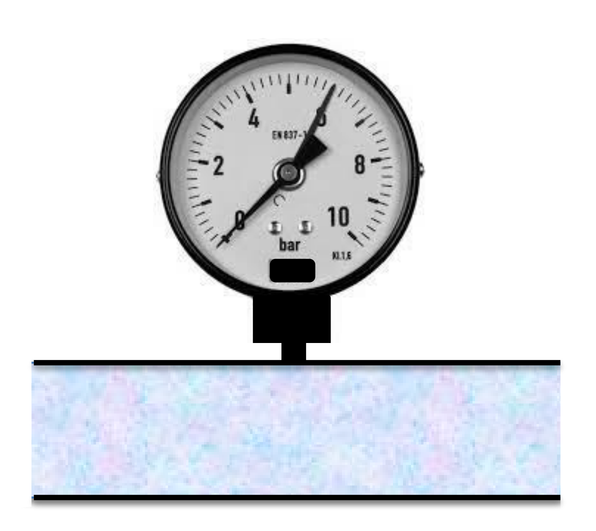


Figure 1.11 Bourdon Gauge

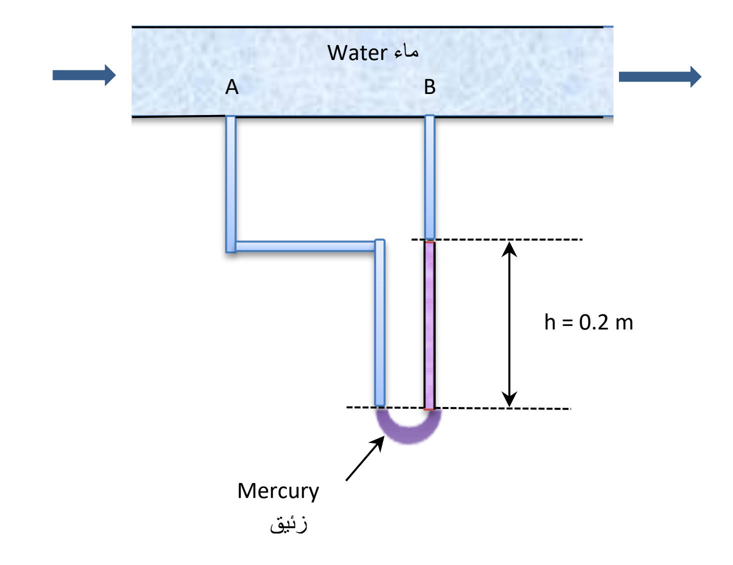
الشكل 1.11 مقياس بوردون

Example 1.4

A U-tube manometer is connected at points A and B of a horizontal water pipeline. If the height of the mercury in the manometer is 0.2 m determine the pressure difference between the two points. The density of water is 1000 kg/m^3 and that of mercury is 13600 kg/m^3

المثال 1.4

رُبط مانومتر على هيئة U بالنقطتين (A) و (B) لانبوب ماء ممتد افقياً. فإذا كان ارتفاع الزئبق في المانومتريساوي (0.2 m), حدد مقدار فرق الضغط بين النقطتين, علماً ان كثافة الماء (1000 kg/m^3) وكثافة الزئبق (13600 kg/m^3).



Solution

الحل

Given

المعلوم

$h = 0.2$ m, $\rho_{H2O} = 1000$ kg/m^3

$\rho_{Hg} = 13600$ kg/m^3 , $g = 9.81$ m^2/s

Find

اوجد

$(P_A - P_B)$

Analysis

التحليلات

To compute the pressure difference, we apply equation 1.21

نطبق المعادلة (1.21) لحساب فرق الضغط

$$P_1 - P_2 = h\,g\,(\rho_B - \rho_A) \qquad \text{(Eqn. 1.21)}$$

$$P_A - P_B = h\,g\,(\rho_{Hg} - \rho_{H2O})$$

$$= 0.2 \times 9.81\ (13600 - 1000)$$

$$(\rho_B - \rho_A) = 24696 \text{ Pa} = \underline{24.696 \text{ kPa}}$$

Comments

الملاحظات

The pressure difference is determined by equation 1.10 for horizontal pipes. If the pipe is inclined, the analysis must take into account the inclination effect.

تُحدد قيمة فرق الضغط باستخدام المعادلة (1.10) للأنابيب الأفقية, اما إذا كان الأنبوب مائلاً, فيجب أن تأخذ التحليلات في عين الاعتبار تأثير المَيل على فرق الضغط.

1.11 Thermodynamic Equilibrium

1.11 التوازن الثرموديناميكي

Isolated thermodynamic systems are said to be in equilibrium when all the properties of the states of the system are constant. The **state** is defined through a set of thermodynamic variables. Equilibrium means that all states of the system do not change over time. For example, thermal equilibrium occurs when the temperature of more than one thermodynamic state remains unchanged, as shown in Fig 1.12.

تتخذ المنظومات الثرموديناميكية المعزولة موضع التوازن عندما تكون جميع خواص حالات المنظومة ثابتة, ويتم تعريف **الحالة** من خلال مجموعة من المتغيرات الثرموديناميكية. اما التوازن فهو يعني أن جميع حالات المنظومة لا تتغير بمرور الزمن. على سبيل المثال, يحدث التوازن الحراري عندما تبقى درجة حرارة الحالات الثرموديناميكية دون تغييركما هو مبين في الشكل (1.12).

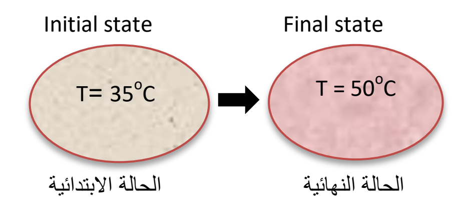


Figure 1.12 Thermal Equilibrium

ألشكل 1.12 التوازن الحراري

In Fig 1.12 there are two states, the initial state which is a gas at a uniform temperature of 35°C confined in a closed vessel (the system is isolated from the surroundings), and the final state is the gas at 50°C. Thermal equilibrium is achieved as a result of the gas temperature remaining unchanged throughout the gas for both cases. Similarly, a **mechanical equilibrium** is achieved by fixing the value of pressure at all points of the system. **Chemical equilibrium** is achieved when there is no chemical reaction or transfer of matter or transfer of matter from one part of the system to another.

ففي الشكل 1.12 حالتان, الحالة الابتدائية هي عبارة عن غاز بدرجة حرارة منتظمة مقدارها (35°C) محصور في وعاء محكم (اي ان المنظومة معزولة عن المحيط), والحالة النهائية هي الغاز عند درجة الحرارة (50°C). يتحقق التوازن الحراري نتيجة بقاء درجة حرارة الغاز دون تغير بمرور الزمن في جميع اجزاء الغاز لكلا لحالتين. وبالمثل يتحقق **التوازن الميكانيكي** عن طريق تثبيت قيمة الضغط في جميع نقاط المنظومة. كما يتحقق **التوازن الكيميائي** عندما لايحصل تفاعل كيميائي او انتقال المادة بين اجزاء المنظومة.

Thermodynamic equilibrium is achieved when all kinds of equilibrium are maintained constant simultaneously. Thus, there are no net macroscopic flows of either energy or matter within the system or between systems.

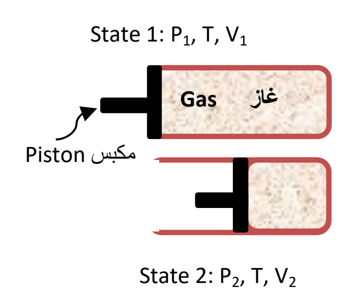
يتحقق **التوازن الثرموديناميكي** عندما يتم الحفاظ على ثبات جميع أنواع التوازن في آن معاً, وعليه لايوجد تدفقات عيانية للطاقة او المادة داخل المنظومة اوما بين المنظومات.

1.12 Process and Quasi- Equilibrium Process

1.12 العملية والعملية شبه التوازنية

Any change in a thermodynamic system from one equilibrium sate to another is known as a **process**. The process follows a certain **path** of a series of states that occurred during the change. Fig 1.13 illustrates the process of gas compression by a piston, and here the gas is the thermodynamic system.

يسمى اي تغير يحصل في المنظومة الثرموديناميكية من حالة توازن معينة الى اخرى **عملية**. وتتبع العملية **مسارًا** معينًا لسلسلة من الحالات التي تحدث أثناء التغيير. يوضح الشكل 1.13 عملية انضغاط الغاز بواسطة مكبس, وهنا يُعد الغاز المنظومة الثرموديناميكية.



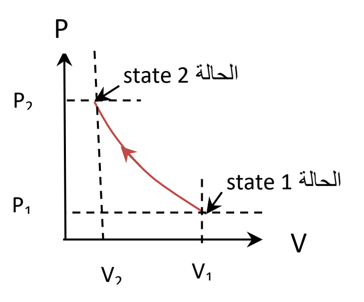


Figure 1.13 Process between state 1 and 2 **الشكل 1.13** العملية بين الحالتين 1 و2

The process of the gas compression at constant temperature is called **isothermal compression.** The process follows the path from state 1 to state 2 according to the curve of isothermal compression. The path indicates that the gas passes through a number of equilibrium states.

تسمى عملية رفع ضغط الغاز عند درجة حرارة ثابتة **الانضغاط الايسوثرمي**, وتتبع العملية المسار من الحالة (1) إلى الحالة (2) وفقاً لمنحنى الانضغاط الايسوثرمي, حيث يشير المسار إلى أن الغاز يمر عبر عدد من حالات التوازن.

If the compression of the gas is achieved rapidly, a high pressure region close to the piston will be created. Consequently, the equilibrium of the system will be disturbed. However, if the piston motion is gradual and slow, uniform pressure may be maintained throughout the gas. Thus, the system may remain in a thermodynamic equilibrium. Accordingly, such a process is known as is **quasi-equilibrium process** or **quasi-static process**. Note that the quasi-equilibrium process purely theoretical; it is only used to simplify the analysis of some of the engineering problems.

اذا أنجزت عملية رُفع ضغط الغاز بسرعة, فسوف تنشأ منطقة ضغط مرتفع بالقرب من المكبس, وبالنتيجة سوف يضطرب توازن المنظومة. اما إذا كانت حركة المكبس تدريجية وبطيئة, فيمكن الحفاظ على الضغط المنتظم في جميع أنحاء الغاز. وبناء على ذلك تيفى المنظومة في حالة توازن ثرموديناميكي. وتُسمى مثل هذه العملية **عملية شبه توازنية** أو **عملية شبه ساكنة.** وتجدر الاشارة الى أن العملية شبه التوازنية هي افتراض نظري بحت وتستخدم فقط لتبسيط تحليلات بعض المسائل الهندسية.

1.13 Thermodynamic cycle

A **thermodynamic cycle** is *a sequence of processes that eventually return the system to its initial state*. The processes in a cycle may take different paths, see Fig 1.14.
The four paths of the processes for the cycle are: 1-2, 2-3, 3-4 and 4-1.

1.13 الدورة الثرموديناميكية

الدورة الثرموديامكية هي *سلسلة من العمليات تؤدي في النهاية الى اعادة المنظومة إلى حالتها الابتدائية*, وقد تتخذ العمليات في الدورة مسارات مختلفة, انظر الشكل 1.14.
المسارات الاربعة لعمليات للدورة هي:
2-1 و 3-2 و 4-3 و4-1.

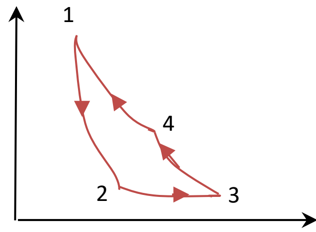


Figure 1.14 A four process cycle
الشكل 1.14 دورة مؤلفة من اربع عمليات

State variables obviously change in value during each process of the cycle. In addition, thermodynamic cycles may involve heat and mechanical energy exchanges. The important cycles in engineering will be discussed in later chapters. Good examples of thermodynamic cycles are the cycles applied in the operation of refrigerators, power plants, and engines.

من الواضح أن **متغيرات الحالة** تتغير في القيمة خلال كل عملية من عمليات الدورة. بالاضافة الى ذلك, فقد تتضمن الدورات الثرموديتاميكية تبادل حراري وتبادل في الطاقة الميكانيكية. وسوف نتطرق الى الدورات المهمة في المجال الهندسي في الفصول اللاحقة. ان افضل الامثلة على الدورات الثرموديناميكية هي الدورات المطبقة في تشغيل الثلاجات ومحطات الطاقة الكهربائية والمحركات.

1.14 The Working Fluid

1.14 مائع التشغيل

Matter exists in three forms, namely solid, liquid and gas. Gases and liquids are known as **fluids**. Any quantity of matter which is homogeneous in chemical composition and physical structure is called a **phase**. Thus, homogeneous solids, liquids and gases constitute the main three phases. The vapour phase is not considered as gas because it changes to liquid according to temperature and pressure.

تتواجد المادة بثلاثة أشكال, هي الصلبة والسائلة والغازية, ويُطلق على الغازات والسوائل اسم **الموائع**. وان أي كمية من المادة المتجانسة في التركيب الكيميائي والبنية الفيزيائية تسمى **الطور**. ولذلك, تشكل المواد الصلبة متجانسة البنية والسوائل والغازات الاطوار الثلاثة الرئيسة, ولايعتبر طور البخار غازًا لأنه يتحول إلى سائل وفقًا لتغير درجة الحرارة والضغط المسلط عليه.

Equipment such as refrigerators, as well as car engines and power stations, operate through thermodynamic cycles that involve a gas, vapour or liquid to accomplish the required duty. The fluid, whether it is gas vapour or liquid, is called the **working fluid**. For example, the working fluid of a refrigerator is known as the refrigerant; it converts mechanical energy into thermal energy through the expansion of compressed liquid to vapour. Also, some electrical power stations employ steam as the working fluid.

تشتغل المعدات مثل الثلاجات, وكذلك محركات السيارات ومحطات الطاقة الكهربائية من خلال دورات ثرموديناميكية تتضمن وجود غاز أو بخار أو سائل لإنجاز المهمة المطلوبة. ويسمى المائع, سواء كان غازًا أو بخارًا أو سائلًا, **مائع التشغيل**. على سبيل المثال, يعرف مائع التشغيل للثلاجة باسم مائع او سائل التثليج, وهو يعمل على تحويل الطاقة الميكانيكية إلى طاقة حرارية من خلال تمدده كسائل مضغوط إلى بخار. كما توظف بعض محطات الطاقة الكهربائية بخار الماء كمائع للتشغيل.

Review Questions and Problems

أسئلة المراجعة والمسائل

$g = 9.81\ m/s^2$

1.1 Define thermodynamics and explain the difference between heat transfer and thermodynamics.

1.1 عرف علم ديناميك الحرارة وإشرح الفرق بين انتقال الحرارة وديناميك الحرارة.

1.2 Use the Internet to explain the meaning of statistical thermodynamics and compare it to classical thermodynamics.

1.2 استعين بالانترنت لتوضيح معنى ديناميك الحرارة الاحصائية ومقارنتها بديناميك الحرارة الكلاسيكية.

1.3 What are the popular systems of units? Why is the SI system used widely in engineering?

1.3 ما هي أنظمة الوحدات الشائعة؟ لماذا يستخدم نظام (SI) على نطاق واسع في المجالات الهندسية؟

1.4 Convert the following quantities to SI units:

1.4 حول وحدات الكميات الاتية الى مايعادلها بالنظام العالمي (SI):

12500 ft, 100 miles/hour, 150°F, 126 lb_m, 500 psia. 200 Btu, 64 lb/ft^3.

1.5 What is meant by a thermodynamic system? Explain the different types of systems.

1.5 ما المقصود بالمنظومة الثرموديناميكية؟ اشرح انواع للمنظومات المختلفة.

1.6 What is meant by thermodynamic properties; define three types of common properties.

1.6 ماهو المقصود بالخواص الثرموديناميكية, عرف ثلاثة انواع من الخواص الشائعة.

1.7 How do you determine the state of a thermodynamic system?

1.7 كيف يمكنك تحديد الحالة الثرموديناميكية للمنظومة؟

1.8 What is the difference between temperature and heat? What are the units of temperature and heat?

1.8 ما الفرق بين درجة الحرارة والحرارة؟ وما هي وحدات درجة الحرارة وما هي وحدات الحرارة؟

1.9 Use the internet to write about the different temperature scales.

1.9 اكتب شرحاً مفصلاً عن تدرجات درجة الحرارة المختلفة, يمكنك البحث في بالانترنت لتغطية الموضوع .

1.10 What is meant by the thermodynamics scale of temperature?

1.10 ما المقود بالتدرج الثرموديناميكي لدرجة الحرارة؟

1.11 Explain the principles of the international temperature scale.

1.11 اشرح مبادىء التدرج الدولي لدرجة الحرارة.

1.12 How do you measure the temperature of hot water, melting steel and the wall of a pipe carrying oil at 80°C. Explain how each instrument works.

1.12 كيف تُقاس درجة حرارة كل من, الماء الساخن والفولاذ المصهور وجدار انبوب ينقل نفطاً عند 80 درجة مئوية. اشرح طريقة عمل كل آلة من آلات القياس.

1.13 If the atmospheric temperature is 29°C, what is it Kelvin and Rankine?

1.13 اذا كانت درجة حرارة الجو 29 درجة مؤية, فما هومقدارها بوحدات الكيلفن و بوحدات الرانكن؟

1.14 If the temperature difference between the inside and outside a house is 25°F, what is the value in Kelvin?

1.14 اذا كان فرق درجة الحرارة بين داخل المنزل وخارجه 25 درجة فهرنهايت, فما قيمة الفرق بوحدات الكلفن؟

1.15 What are the different types of energy? Explain each type.

1.15 ما هي أنواع الطاقة المختلفة؟ اشرح كل نوع من هذه الانواع.

1.16 Explain the law of conversation of energy.

1.16اشرح قانون حفظ الطاقة.

1.17 The weight W_t is related to mass m by

1.17 يرتبط الوزن او الثقل(W_t) بالكتلة m بموجب المعادلة الاتية

$$W_t = m.g$$

g is the acceleration due to gravity whose value is 9.8 m/s^2.

يمثل (g) التعجيل الجاذبي, مقداره (9.8 m/s^2).

What will be the units of weight?

ما هي الوحدات التي يتخذها الوزن؟

Determine the weight of water in a cylindrical tank of diameter 50 cm at a depth of 2.5 m. Density of water is 1000 kg/m.

احسب وزن الماء الموجود في خزان اسطواني الشكل قطره (50 cm) بعمق (2.5 m).
علماً ان كثافة الماء (1000 kg/m).

1.18 How do you calculate thermal energy?

1.18 كيف يمكنك ان تحسب كمية الطاقة الحرارية؟

1.19 Electrical energy E in Joule is calculated by

1.19 تُحسب الطاقة الكهربائية (E) بوحدات الجول باستخدام المعادلة

$$E = I^2 R. t$$

I is the current in amperes, R is resistance in ohms and t is time in seconds.

حيث ان (I) هو التيار بوحدات الامبير و(R) يمثل المقاومة الكهربائية بوحدات الاوم, كما ان (t) هو الزمن بالثانية.

2 kg of water is heated to 80°C in a pan by 2kW electric heating element. If the initial temperature of the water is 25°C, how long does the heating process take? C_p = 4.2 kJ/kg

سُخن (2 kg) من الماء الى (80°C) في وعاء بواسطة سخان كهربائي قدرته تساوي (2kW). فاذا كانت درجة الحرارة الابتدائية (25°C), كم من الوقت تستغرق عملية التسخين؟ (C_p = 4.2 kJ/kg)

Hint: Conduct an energy balance.

تلميح: قم بإجراء موازنة للطاقة.

If the current to heat the water is 10 amperes, determine the resistance of the heater.

اذا علمت ان مقدار التيار المستخدم لتسخين الماء هو 10 امبير, احسب المقاومة الكهربائية للسخان.

1.20 What is the difference between density and specific gravity?

1.20 ما الفرق بين الكثافة والثقل النوعي؟

1.21 Oil of specific gravity 0.87 flows inside a pipe line at the rate of 0.28 m^3/min. Compute the flow rate in kg/s.

1.21 يجري نفط ثقله نوعي 0.87 داخل انبوب بمعدل (0.28 m^3/min). احسب معدل الجريان بالوحدات (kg/s).

1.22 How do you distinguish between absolute and gauge pressure. What are the units of pressure in SI and in the British system of units?

1.22 كيف تميز بين الضغط المطلق وضغط المقياس. ما هي وحدات الضغط في النظام الدولي وفي النظام البريطاني للوحدات؟

1.23 Convert a pressure of 21 bar to psia, kg/cm^2 and kPa.

1.23 حول (21 bar) من الضغط الى وحدات (psia) و (kg/cm^2) والى (kPa).

1.24 Define the pressure head, how is it related to the density of a fluid?

1.24 عرف عمود الضغط؛ كيف يرتبط عمود الضغط بكثافة السائل؟

1.25 State Pascal law and discuss its significance.

1.25 اذكر نص قانون باسكال وناقش اهميته.

1.26 Define vacuum, how do you convert the gauge reading of vacuum to an absolute value?

1.26 عرف ضغط الفراغ, كيف يمكنك تحويل قراءة مقياس ضغط الفراغ الى ضغط فراغ مطلق؟

1.27 If the pressure inside a gas storage tank is 18 bar, what is the pressure in psia and what would be the reading of the gauge pressure attached to the tank?

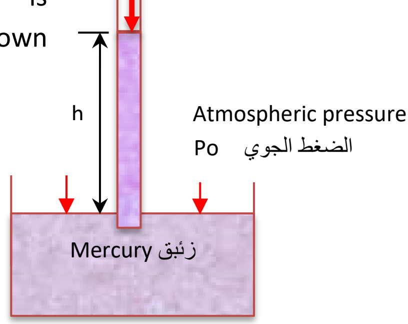
1.27 اذا كان الضغط داخل وعاء تخزين للغاز يساوي 18 بار, فما هو الضغط بوحدات (psia) وما هي قراءة مقياس الضغط المتصل بالخزان؟

1.28 Write a detailed account about the methods and instruments of measuring pressure. You can use the Internet to retrieve some information and photographs of the instruments.

1.28 اكتب عرضاً مفصلاً عن طرق قياس الضغط وعن الآلات المستخدمة. يمكنك استخدام الإنترنت للاستفادة من بعض المعلومات والصور الخاصة بآلات القياس.

1.29 Atmospheric pressure is measured by an instrument called barometer, which consists of an inverted glass tube, closed at one end and filled with mercury. The tube is immersed in a container of mercury as shown below.

1.29 البارومتر هو جهاز يستعمل لقياس الضغط الجوي بوحدات ضغط مطلقة ويتألف من انبوبة زجاجية مملوءة بالزئبق مقلوبة في حوض زئبق كما هو مبين في الشكل ادناه.



The mercury rises in the tube to a height h above the level in the container balancing the atmospheric pressure P_o; the atmospheric pressure is estimated by

يتخذ الزئبق ارتفاعاً في النبوب قدره h فوق مستواه في الحوض متوازناً مع الضغط الجوي P_0، ويتم حساب الضغط الجوي بواسطة المعادلة

$$P_0 = h\,\rho_{Hg}\,g$$

If the barometer reading is 75 cm, compute the value of atmospheric pressure in kPa and psi. The density of mercury is 13600 kg/m^3.

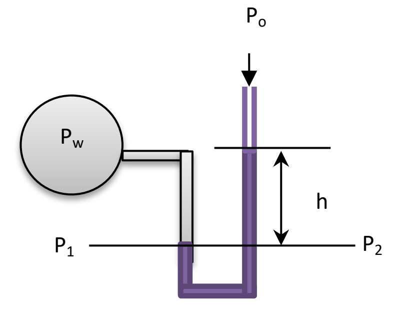
إذا كانت قراءة البارومتر 75 سم، احسب قيمة الضغط الجوي بوحدات (kPa) وبوحدات (psi). علماً ان كثافة الزئبق تساوي (13600 kg/m^3).

1.30 A manometer is used to measure the pressure in water pipe. Calculate the gauge pressure inside the pipe P_w. The reading of the manometer is 0.3 m and the density of mercury is 13.6 g/cm^3.

1.30 يستخدم المانومتر لقياس الضغط في انبوب ينقل الماء. احسب ضغط المقياس داخل الأنبوب (P_W). علماً ان قراءة المانومتر تساوي (0.3 m) وكثافة الزئبق هي (13.6 g/cm^3).

Hint: $P_1 = P_2$

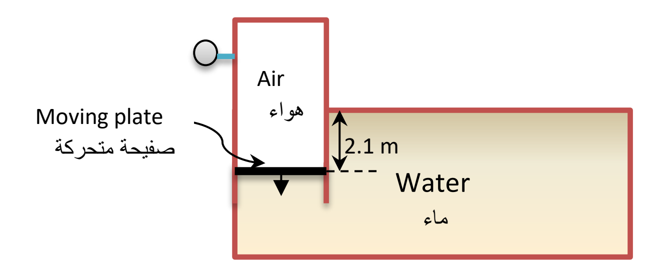
تلميح: ($P_1 = P_2$)



Ans. 37.1 kP gauge الجواب

1.31 What is the reading of the pressure gauge fixed to an air vessel as shown below? Density of water is 10^3 kg/m^3.

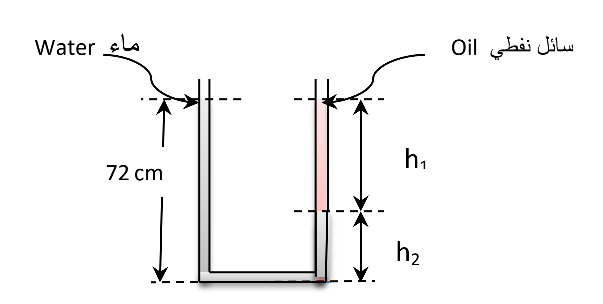
1.31 ما هي قراءة مقياس الضغط المثبت في وعاء يحتوي هواء كما هو موضح أدناه؟ كثافة الماء (10^3 kg/m^3)



Ans. 20.6 kPa الجواب

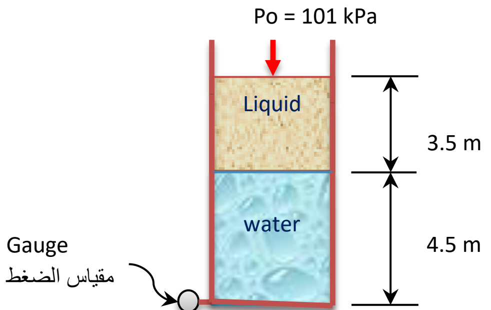
1.32 Calculate h_1 and h_2 in the U tube shown below. Take the density of water 10^3 kg/m^3 and the specific gravity of oil 0.81.

1.32 احسب (h_1) و(h_2) في ألانبوب على هيئة الحرف U الموضح في الشكل أدناه. اتخذ كثافة الماء (10^3 kg/m^3) والثقل النوعي للسائل النفطي (0.81).



1.33 A cylindrical tank contains water and a lighter liquid on the top of it, as shown in the diagram. The density of water is 1000 kg/m^3 and the specific gravity of the liquid 0.93. Determined (a) the absolute Pressure at the bottom of tank.
(b) The pressure gauge Reading.

1.33 خزان أسطواني الشكل يحتوي على ماء فوقه سائل أخف منه, كما هو موضح في الرسم التخطيطي. فاذا كانت كثافة الماء (1000 kg/m^3) والثقل النوعي للسائل (0.93), اوجد (أ) الضغط المطلق في قاع الخزان.
(ب) قراءة مقياس الضغط.



Ans. (a) 177.076 kPa الجواب
(b) 76.076 kPa

1.34 Discuss the concept of thermodynamic equilibrium.

1.34 ناقش مفهوم التوازن الثرموديناميكي.

1.35 Define and explain quasi-equilibrium processes.

1.35 عرف واشرح معنى العمليات شبه التوازنية.

1.36 What are the cycles made of? Give some examples of engineering cycles.

1.36 مم تتكون الدورات؟ أذكر بعض الأمثلة تخص الدورات الهندسية.

1.37 What is a working fluid? How does steam differ from air?

1.37 ما المقصود بمائع التشغيل؟ كيف يختلف بخار الماء عن الهواء.

Chapter 2

الفصل الثاني

Properties of Fluids

خواص الموائع

Learning Objectives of Chapter 2

- Discuss the concept of a pure substance and explain phase change.
- Sketch and illustrate the T-v and P-v diagrams of water.
- Demonstrate the use of tables to determine properties of steam.
- Describe the ideal gas and apply the equation of state to solve problems.
- Discuss the various ideal gas processes and solve relevant examples.
- Introduce the real gas concept and use the compressibility chart.
- Present some non-ideal equations of state and apply the van der Waals equation to solve problems.

اهداف دراسة الفصل الثاني

- مناقشة مفهوم المادة النقية وتوضيح عملية تغير الطور.
- رسم وتوضيح مخططات (T-v) و (P-v) للماء.
- شرح طريقة استخدام الجداول لتقدير خواص بخار الماء.
- وصف وتوضيح نموذج الغاز المثالي وتطبيق معادلة الحالة لحل بعض المسائل.
- مناقشة عمليات تغير الحالة للغاز المثالي وحل الامثلة ذات الصلة.
- التعرف على مفهوم الغاز الحقيقي واستخدام مخطط الانضغاطية.
- التطرق الى بعض معادلات تغير الحالة للغازات غير المثالية وتطبيق معادلة فان درولز لحل المسائل.

In this chapter we focus on the properties of the working fluids such as water vapour, for example. The concept of pure substance and phase change will be explained. After introducing the phase change of water vapour, we will elucidate the T-v and P-v diagrams. The use of steam tables will then be demonstrated. We will also discuss the ideal gas model and explain the change of state processes including isothermal and isentropic changes. Finally we define the real gas and show how to perform calculations using the compressibility factor and the equations of state for non-ideal gases.

نركز في هذا الفصل على خواص موائع التشغيل كبخار الماء على سبيل المثال. سنشرح مفهوم المادة النقية وكيف يحصل تغيير الطور للماء. وبعد ان نستعرض تغيرات الطور لبخار الماء, سندرس مخططات بخار الماء (T-v) و (P-v), ثم نوضح طريقة استخدام جداول البخار. بعد ذلك نقوم بشرح نموذج الغاز المثالي وعمليات تغيير الحالة بما في ذلك العمليات الايسنتروبية (اي بثبوت درجة الحرارة) والعمليات الايسنتروبية (اي بثبوت الانتروبي). وأخيراً نتطرق الى الغاز الحقيقي ونوضح كيف تُنجز الحسابات باستخدام معامل الانضغاطية ومعادلات تغير الحالة للغازات غير المثالية.

2.1 Phase of a Pure Substance

A pure substance is one that has the same composition throughout its parts, and therefore it is homogeneous. For example water, nitrogen and hydrogen are all pure substances, but water is a chemical compound while nitrogen and hydrogen are chemical elements. Water exists in three forms: ice, liquid, and vapour, yet it is a pure substance composed of oxygen and hydrogen. Despite the fact that a mixture of steam and water has the same composition, it is considered a pure substance. On the other hand, a mixture of water and acetone is not a pure substance because the composition is different.

We mentioned in the previous chapter that matter exists in three phases which are solid, liquid and gas. A **phase** *is a molecular arrangement which is chemically uniform and physically distinct with boundary surfaces*. Solids are composed of closely arranged molecules fixed in position by relatively strong attraction forces. The **solid** phase is irrelevant to thermodynamics and therefore we will focus on the working fluids which may take the form of liquid, vapour or a gas. The liquid-vapour mixture is also important in engineering thermodynamic applications.

The structure of the **liquid** is less cohesive than that of solid because of the weak forces of attraction between its molecule, therefore will deform easily and assume the shape of the container in which placed. The **Gas** has even weaker forces and therefore will fill the whole volume of the container. Another important property of the fluid is the ability to distribute pressure uniformly over all its parts and in all directions. Gases and liquids will not resist **shear forces**, they respond to the smallest shear force and deform accordingly; the deformation continues as long as the force is acting.

2.1 طور المادة النقية

تتميز المادة النقية بأن لها نفس التركيب في جميع اجزاءها, ولذلك فهي متجانسة, فمثلاً يُعد كل من الماء والنايتروجين والهايدروجين مواد نقية, لكن الماء مركب كيميائي بينما النايتروجين والهايدروجين عنصرين كيميائيين. والمعلوم أن الماء يتواجد في الطبيعة بثلاثة أشكال هي الجليد والماء السائل وبخار الماء, ومع ذلك فهو مادة نقية متكونة من عنصري الأوكسجين والهايدروجين. وعلى الرغم من ان مزيج البخار والماء له نفس التركيب الكيميائي, لكنه مادة نقية. ومن ناحية أخرى, فإن خليط الماء والأسيتون لا يعتبر مادة نقية لأن تركيب الماء يختلف عن تركيب الأسيتون.

كنا قد ذكرنا في الفصل السابق بأن المادة تتواجد بثلاثة اطوار هي الصلب والسائل والغاز. و**الطور** هو *ترتيب جزيئات المادة بشكل متجانس كيميائيًا ومتميز فيزيائيًا بأسطح حدودية معينة*. تتألف المواد الصلبة من جزيئات مرتبة بشكل وثيق ومثبتة في موضعها بواسطة قوى تجاذب قوية نسبيًا. وتجدر الاشارة الى ان الطور **الصلب** لاعلاقة له بالمنظومات الثرموديناميكية, لذا سنركز على دراسة موائع التشغيل التي قد تتخذ شكل السائل أو البخار أو الغاز. كما تعتبر خلائط من السائل والبخار مهمة ايضا في التطبقات الهندسية لانها قد تكون جزءاً من الدورات الثرموديناميكية كخليط الماء وبخاره في دورات توليد الطاقة الكهربائية.

تُعد بنية **السائل** اقل تماسكاً من الصلب بسبب ضعف قوى التجاذب بين جزيئاته, فلا يتخذ السائل شكلاً هندسيا محدداً وانما يأخذ شكل الوعاء الصلب الذي يحويه. اما قوى تجاذب **الغاز** فهي ضعيفة جدا بسبب تباعد جزيئاته, وعليه فان الغاز يملأ الحجم الكامل للوعاء الذي يحويه. ومن مميزات المائع (الغاز او السائل) ايضا قابليته على نقل الضغط المسلط عليه إلى جميع نقاطه وفي كل الاتجاهات بالتساوي. وتفتقر الغازات والسوائل إلى مقاومة **قوى القص**, أي يتغير شكلها فتنحرف عند تسليط اقل مقدار من قوة القص, ويستمر تحرفها مادامت القوة تؤثرة فيها.

Consequently, fluids have different properties compared to solids.

ولذلك, تمتلك الموائع خواص تختلف عن المواد الصلبة.

2.2 Phase Change

2.2 تغير طور المادة

The **working fluid** of a thermodynamic system may exist in more than one phase; for example, a mixture of liquid water and steam exists in the boiler of a steam power plant. There are also air conditioning systems that include mixtures of liquid and vapour in equilibrium at some stage of the cycle. Also, condensation of steam in the condensers of power plants leads to the formation of water-vapour mixtures. Accordingly, the study of phase change and plotting the relevant graphs is essential to provide data for the design of some industrial plants.

يتواجد احياناً **مائع التشغيل** للمنظومة الديناميكية الحرارية بأكثر من طور؛ فعلى سبيل المثال, يتواجد خليط من الماء السائل وبخار الماء في مراجل محطات توليد الطاقة الكهربائية. وهناك ايضاً منظومات تكيف الهواء تشتمل على خلائط من السائل والبخار في حالة توازن ضمن مراحل الدورة الثرموديناميكية. كما يؤدي تكثف بخار الماء في مكثفات محطات الطاقة الى توليد خليط من البخار والسائل. ولهذا, تُعد دراسة تغير الطور ورسم الخطوط البيانية ذات الصلة أمراً ضرورياً لتوفير البيانات التي تخص تصميم بعض المعدات والمنشآت الصناعية.

Let us consider water as a typical working fluid to study the phase change from liquid to vapour. Ice is solid and not included, because it is irrelevant to thermodynamics. Now let us consider the heating of a quantity of water in a cylinder-piston arrangement. The pressure can be pressurised by placing weights on the top of the piston. Fig. 2.1 depicts the stages of heating quantity of water in the cylinder. To start with the liquid water is at atmospheric pressure (101.325 kPa), and at 25°C.

لنتخذ الماء كمائع تشغيل نموذجي لدراسة عملية تغير الطور من السائل الى البخار, ولن نشمل الثلج في هذه الدراسة لانه مادة صلبة لا علاقة لها بعلم ديناميك الحرارة. والآن دعونا نتأمل تسخين كمية من الماء في جهاز أسطوانة ومكبس, حيث يمكن زيادة الضغط بواسطة وضع أوزان على المكبس. يبين الشكل (2.1) مراحل تسخين الماء في الاسطوانة. وفي البدايةً يكون الماء سائلاً تحت تاثير الضغط الجوي (101.325 kPa), وعند درجة حرارة مقدارها (25°C).

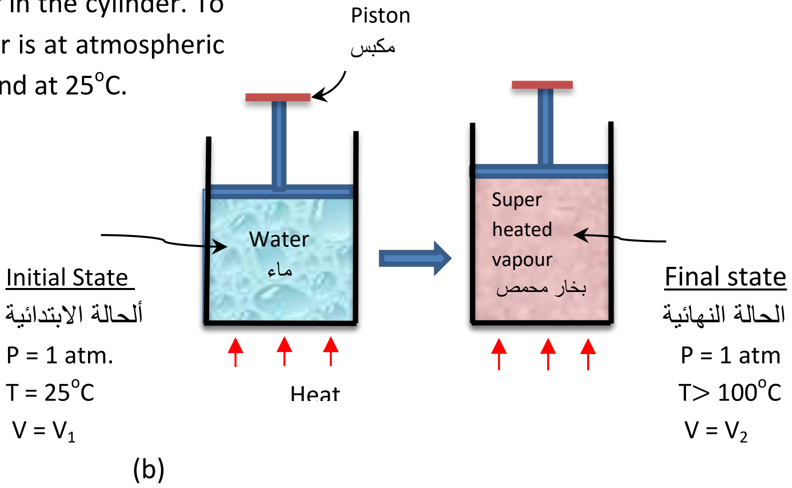


Figure 2.1 Heating of water **الشكل 2.1** تسخين الماء في جهاز الاسطوانة والمكبس

2.2.1 Phase Change of Water

When a quantity of water is heated in a a cylinder and piston (Fig 2.1), the temperature increases over time according to the amount of heat gained. Since water is an incompressible fluid, its volume remains unchanged. Subsequently, the temperature continues rising until the boiling point (100°C) is attained, at this stage the liquid water is called **saturated liquid**. Any amount of heat added after boiling tends to evaporate the water. Further heating of the boiling liquid will be consumed in vaporising the water at constant temperature. The **Phase change** of liquid to vapour continues till the liquid is completely vaporised. During this process, the piston is pushed upwards by the vapour-liquid mixture indicating a volume change of the system. When vaporisation is complete at 100°C, the vapour occupying the extended volume becomes **saturated vapour**. The state of the system will change again by heating the saturated vapour at atmospheric pressure to a temperature above the boiling point; the vapour at this stage is converted to **superheated vapour**.

Note that the constant pressure process of heating the thermodynamic system, which is water, included five states, they are,

State 1 - liquid water at atmospheric pressure and 25°C.

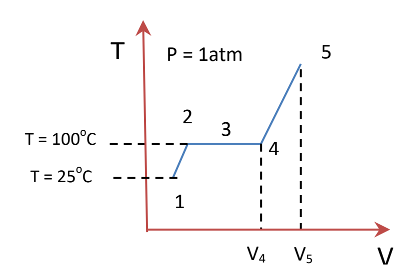
State 2 - boiling liquid known as saturated liquid at 100°C and 1 atm.

State 3 - liquid-vapour of variable volume at constant pressure of 1 atm and constant temperature equal to 100°C.

State 4 - The complete vaporisation of the liquid giving rise to saturated vapour occupying volume, V_4 at 1 atm and 100°C.

2.2.1 تغيرات طور الماء

عندما تُسخن كمية من الماء في الاسطوانة والمكبس كما في (الشكل 2.1), ترتفع درجة حرارته بمرور الزمن وفقاً لكمية الحرارة المكتسبة. وبما ان الماء هو مائع غير انضغاطي, لذا يبقى حجمه دون اي تغير. ثم تستمر درجة الحرارة في الارتفاع حتى الوصول إلى درجة الغليان وهي (100°C). وعند بلوغ الغليان يُطلق على الماء مصطلح **السائل المشبع**, وان اضافة أي كمية من الحرارة ستؤدي الى بدء تبخر الماء. وفي حالة استمرار التسخين, سيتبخر الماء عند درجة حرارة ثابتة فيستمر **تغيير الطور** من السائل إلى البخار حتى يتبخر السائل تمامًا. وخلال هذه العملية, يندفع المكبس الى الاعلى بواسطة خليط البخار والسائل مما يشير إلى تغير في حجم المنظومة. وعند اكتمال التبخير بدرجة الحرارة الثابتة (100°C), يصبح البخار الذي يشغل الحجم المتمدد **بخاراً مشبعاً**. بعد ذلك, ستتغير حالة المنظومة مرة اخرى نتيجة تسخين البخارالمشبع تحت تأثيرالضغط الجوي إلى درجة حرارة أعلى من درجة الغليان فيتحول البخار المشبع الى **بخار محمص**.



تجدر الاشارة الى أن عملية التسخين بثبوت الضغط للمنظومة الثرموديناميكية, اي الماء, مرت بخمس حالات, هي

الحالة 1 – الماء السائل تحت تأثيرالضغط الجوي وعند (25°C).

الحالة 2 - سائل في حالة الغليان يعرف بالسائل المشبع عند 100 درجة مئوية وتحت تأثير الضغط الجوي.

الحالة 3 - خليط بخار وسائل بحجم متغيرعند الضغط الجوي الثابت ودرجة حرارة ثابتة تساوي 100 درجة مئوية.

الحالة 4 - التبخر الكامل للسائل مما يؤدي إلى توليد بخار مشبع يشغل حجمًا مقداره (V_4) تحت تأثير الضغط الجوي و درجة (100°C).

State 5 - Superheated vapour occupying larger volume V_5 at 1 atm and a temperature higher than 100^oC.

The boiling point of a liquid depends on the pressure, thus the boiling point of water is higher than 100^oC at greater values of pressure. Accordingly, we can define the **boiling point** as *the temperature at which the phase of a pure substance changes from liquid to vapour at constant pressure;* it is also known as the **saturation temperature**. The pressure at which the phase change occurs at the saturation temperature is called the **saturation pressure**. The table below depicts some values of boiling points of water at different values of pressure. It can be noticed that the first three values are vacuum pressure.

الحالة 5 - البخار المحمص الذي يشغل حجماً اكبر () تحت تأثير الضغط الجوي وعند درجة حرارة أعلى من (100^oC).

تعتمد درجة غليان السائل على مقدار الضغط, ولهذا السبب تكون درجة غليان الماء اعلى من (100^oC) عند قيم ضغط اكبر من الضغط الجوي. وبناء على ذلك يمكننا تعريف **درجة الغليان** على أنها *درجة الحرارة التي يتغيرعندها طور المواد النقية من سائل إلى بخار بثبوت الضغط*, وتعرف أيضًا باسم **درجة حرارة التشبع**. ويُسمى الضغط الذي يحدث عنده تغير الطور عند درجة حرارة التشبع **ضغط التشبع**. يوضح الجدول في ادناه بعض قيم درجة غليان الماء عند قيم ضغط مختلفة. ويمكن ملاحظة أن القيم الثلاث الاولى للضغط تقع ضمن ضغط الفراغ.

Pressure (kP) الضغط	Boiling point ^oC درجة الغليان
2.34	20
4.35	30
7.38	40
101.325	100
1554	200
8581	300

Source: Yunus cengel, Michael A. Boles

2.2.2 The T-*v* Diagram

If the process of heating the water in a cylinder- piston device is repeated at higher constant pressures, we can generate data to plot a T-*v* diagram, see Fig 2.2. Note that, the change in pressure values is achieved by placing different weights on the piston.

2.2.2 مخطط (T- *v*)

إذا كررنا عملية تسخين الماء في جهاز الاسطوانة والمكبس تحت تأثير ضغوط ثابتة المقدار أعلى من الضغط الجوي, فيمكننا توفير البيانات اللازمة لرسم مخطط (T-*v*), انظر الشكل (2.2). علماً ان تغيير قيم الضغط يتم عن طريق وضع أوزان مختلفة فوق المكبس.

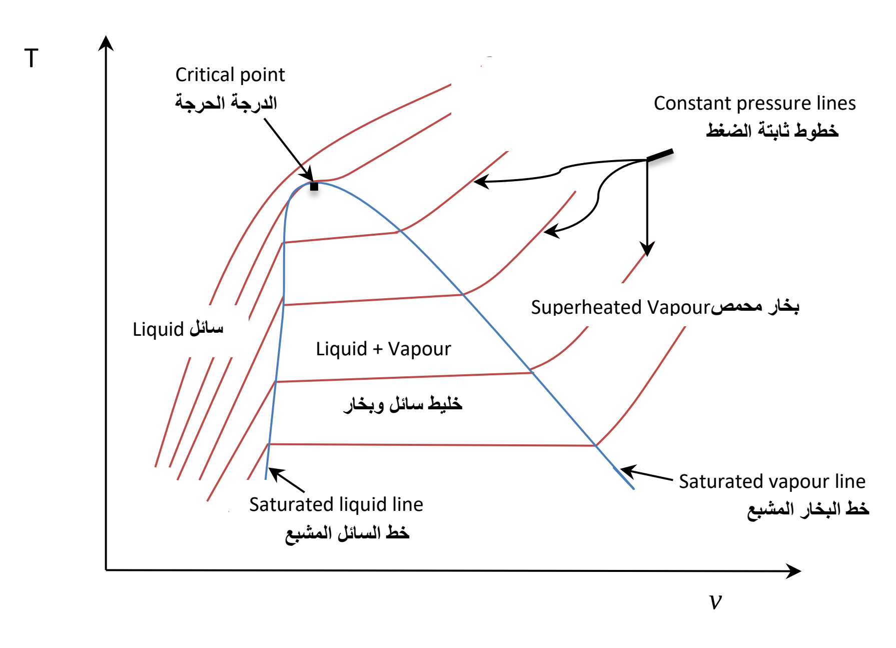


Figure 2.2 Temperature vs specific volume

الشكل 2.2 مخطط درجة الحرارة ضد الحجم النوعي

Note that each constant pressure line in Fig. 2.2 represent a process of heating that has the same path as that of heating the water at atmospheric pressure. As the pressure is increased, the constant temperature part of the line shrinks to a point known as the **critical point**. Above the critical pint, the water exists as pure vapour only. Connecting the saturated liquid states will result in the **saturated liquid line**. While, the saturation vapour states form the **saturated vapour line**. On the left of side of the liquid saturated line, water exists as **compressed liquid**. On the right side of the vapour saturated line, water exhibits the form of superheated vapour. The region inside the dome contains **wet vapour** which is a mixture of saturated liquid and saturated vapour.

لاحظ أن كل خط ثابت الضط في الشكل 2.2 يمثل عملية تسخين لها نفس مسار تسخين الماء تحت تأثير الضغط الجوي. ومع زيادة الضغط, يتقلص جزء الخط ذو درجة الحرارة الثابتة لينتهي بنقطة تعرف **بالدرجة** او **النقطة الحرجة**, حيث يتواجد الماء فوق هذه النقطة كبخارخالص فقط. وبتوصيل النقاط التي تمثل حالات السائل المشبع يتشكل **خط السائل المشبع**. بينما تشكل نقاط حالات البخار المشبع **خط البخار المشبع**. يتواجد الماء على الجانب الأيسر من خط السائل المشبع على هيئة **سائل مضغوط**, وعلى الجانب الأيمن من خط البخارالمشبع على شكل **بخار محمص**. كما يتواجد **البخار الرطب** في المنطقة الواقعة اسفل قبة المنحنى, وهو مزيج من السائل المشبع والبخار المشبع.

The critical point of water is defined by:

Critical temperature $T_{crit} = 373.95^oC$
Critical pressure $P_{crit} = 22.06$ MPa
Critical specific volume $v_{crit} = 0.003106\ m^3/kg$
Note that the data about critical points for common materials are available in relevant sources including the Internet.

تتحدد النقطة الحرجة للماء بالقيم التالية:

درجة الحرارة الحرجة $(T_{crit}) = (373.95^oC)$
الضغط الحرج $(P_{crit}) = (22.06$ MPa)
الحجم النوعي الحرج $(v_{crit}) = (0.003106\ m^3/kg)$
تجدر الملاحظة هنا على ان المعلومات المتعلقة بقيم النقاط الحرجة للمواد الشائعة متوفرة في المصادر ذات الصلة بما في ذلك الإنترنت.

2.3 The P-v Diagram

Variation of pressure and volume at a constant temperature is known as an **isothermal process**. The graph of pressure versus specific volume at a constant temperature is called an **isotherm**. A set of isotherms of a pure substance, such as water, constitute a **P-v diagram**. We can set up an experiment to develop the P-v diagram. Practically, we place a known mass of water in the cylinder and piston system. To start with, the liquid water is compressed by placing weights on the top of the piston and the volume of water in the cylinder is measured. After that, the weight is gradually reduced allowing the pressure and specific volume to be changed at a constant temperature. Note that, it is possible to keep the temperature constant by allowing heat exchange across the boundaries of the system. As the pressure decreases, the specific volume of the pressurized water increases slightly because it is an incompressible fluid. However, as the pressure reaches the value of the saturation pressure of liquid water, which is (Psat = 476.2 kPa), the water begins to boil and then vaporise gradually at a constant pressure and temperature. The process of vaporisation continues until the liquid completely disappears, and thus the saturated vapour state is reached. During the phase change process, a mixture of liquid and vapour is produced which is also called **wet vapour**.

2.3 مخطط (P-v)

تُعرف عملية تغيير الضغط والحجم عند درجة حرارة ثابتة باسم **العملية الايسوثرمية**. ويدعى الرسم البياني الناتج عن رسم الضغط مقابل الحجم النوعي عند درجة حرارة ثابتة **الخط البياني الايسوثرمي**. تشكل مجموعة من الخطوط الايسوثرمية لمادة نقية كالماء مخططاً يسمى **مخطط (P-v)**. ونستطيع الحصول على المخطط عملياً بوضع كمية من الماء معلومة الكتلة في منظومة الاسطوانة والمكبس. ونقوم في البداية, بزيادة ضغط الماء السائل عن طريق وضع مجموعة من الأوزان على الجزء العلوي من المكبس ثم نقيس حجم الماء الموجود في الاسطوانة. وبعد ذلك, نزيل الأوزان تدريجياً مما يسمح بتغيير الضغط والحجم النوعي عند درجة حرارة ثابتة. علماً أن الابقاء على درجة حرارة ثابتة يحصل من خلال السماح بالتبادل الحراري عبر تخوم المنظومة. ومع انخفاض الضغط, يزداد حجم الماء المضغوط بشكل طفيف لأنه مائع غير انضغاطي. ولكن عندما يبلغ الضغط قيمة ضغط التشبع للماء السائل وهي $(P_{sat} = 476.2$ kPa), يبدأ الماء بالغليان ثم يتبخر تدريجياً تحت تأثير ضغط ثابت ودرجة حرارة ثابتة. وتستمر عملية التبخر حتى يختفي السائل تمامًا فتتحقق حالة البخار المشبع. وأثناء عملية تغيير الطور ينتج خليط سائل وبخار او ما يسمى ايضاً **بالبخار الرطب**.

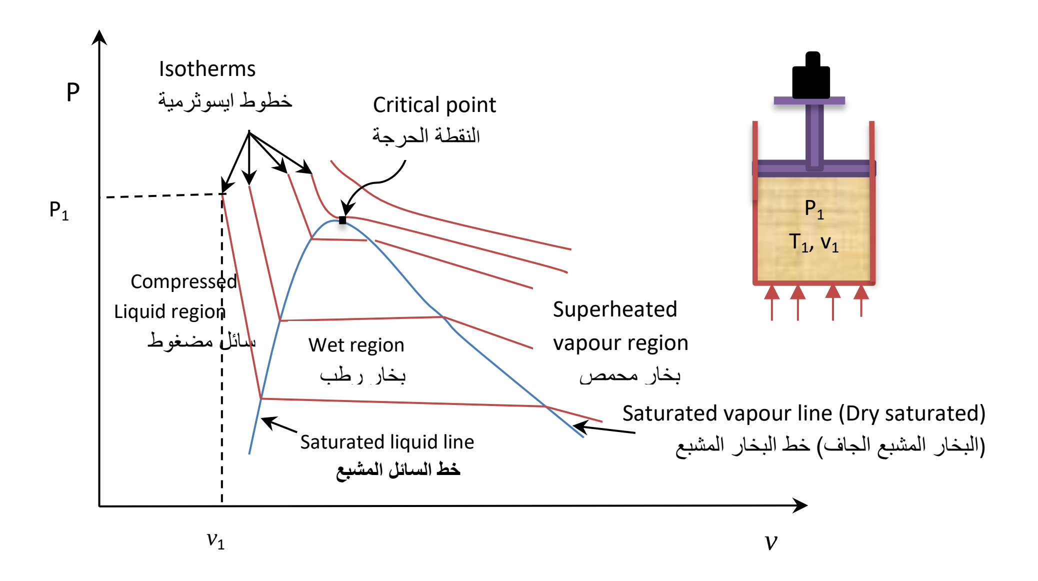


Figure 2.3 The P-v diagram

الشكل 2.3 مخطط P-v

Since the phase change process occurs under constant pressure, the weight above the piston is not reduced during this process. However, the specific volume increases with time as shown in the P-v diagram. The heat gained during the phase change process is known as the **latent heat of vaporisation**. After that, further pressure reduction will lead to a significant increase in specific volume due to the conversion of saturated steam to superheated steam.

وبما ان عملية تغير الطور تحدث بثبوت الضغط, لذا يحصل تخفيض للوزن فوق المكبس خلال هذه العملية, لكن كما هو واضح في المخطط, يزداد الحجم النوعي بمرور الزمن. وتُعرف الحرارة المكتسبة أثناء عملية تغير الطور باسم **الحرارة الكامنة للتبخر**. وبعد ذلك, سيؤدي المزيد من تخفيض الضغط إلى زيادة بالحجم النوعي بشكل محوظ نتيجة تحول البخار المشبع الى بخار محمص.

The P-v diagram is obtained by plotting isotherms at different temperatures and connecting the saturation points for liquid and vapour, See Fig. 2.3. The importance of the (P-v) diagram for water is to identify the phases of liquid and vapour. The boundary lines for each phase identify the phase at a given temperature.

نحصل على مخطط (P-v) نتيجة رسم خطوط ايسوثرمية عند درجات حرارة مختلفة وربط نقاط التشبع للسائل وكذلك للبخار, انظر الشكل (2.3). تكمن أهمية مخطط (P-v) في التعرف على طوري السائل والبخار للماء, ومن الواضح أن الخطوط المحددة لكل طور تمكننا من التعرف على نوع الطور عند درجة حرارة معينة.

2.4 Steam Tables

Water vapour or **steam** is the gaseous phase of water; it is generated in large quantities and at a rapid rate in industrial boilers. Steam may be wet, dry saturated or super-heated, as shown on the P-v diagram. It is the **working fluid** for power plants and therefore may take different states in the equipment of the plant. Thus, to analyse the power plant, the properties of steam are required. **The thermodynamic properties**, required at a given temperature and pressure, may include **specific volume**, **internal energy**, **enthalpy** and **entropy**. The last two properties will be discussed in later chapters. Because of the complexity of calculating the properties theoretically, **steam tables** available in the Internet are used to provide information about water and water vapour. Similar tables are available for compressed liquid water and also for other substances such as **refrigerants**. Properties of saturated steam, saturated water and superheated steam can be read directly the tables. The subscripts f and g are used to denote the properties of liquid and vapour respectively. However, to estimate the properties of **wet steam**, we need to know composition of the mixture. We will explain the method of calculating the wet steam composition in the next section.

2.4 جداول بخار الماء

يمثل **بخار الماء** الطور الغازي للماء, حيث يتم توليد بخار الماء بكميات كبيرة وبسرعة عالية في المراجل البخارية الصناعية. وقد يكون بخارالماء رطبًا أو بخاراً مشبعًا جافًا أو بخاراً محمصاً كما هو موضح في مخطط (P-v). يُستخدم بخار الماء **كمائع تشغيل** لمحطات توليد الطاقة الكهربائية البخارية. وقد يتخذ البخار حالات مختلفة في معدات وأجهزة المحطة, وعليه تتطلب التحليلات الثرموديناميكية لمحطات انتاج الطاقة معرفة قيم **الخواص الثرموديناميكية** لبخر الماء تحت ظروف مختلفة. وتشمل هذه الخواص, **الحجم النوعي** و**الطاقة الداخلية** و**الانثالبي** و **الانتروبي** عند درجات حرارة وضغوط مختلفة, حيث سنشرح معنى الخاصيتين الاخيرتين في الفصول اللاحقة. ونظرًا لتعقيد الحسابات لتقدير قيم الخواص, تُستخدام **جداول بخار الماء** المتوفرة في الانترنت والمصادر ذات الصلة للحصول على المعلومات المطلوبة. كما تتوفر جداول مماثلة للماء السائل المضغوط ولمواد أخرى **كموائع التثليج**. يمكن قراءة خواص البخار المشبع والسائل المشبع والبخار المحمص مباشرة من الجداول, حيث يستخدم الرمزان (f) و (g) للدلالة على خواص السائل والبخار على التوالي. وفيما يتعلق بخواص **بخار الماء الرطب**, من الضروري معرفة نسب تكوين الخليط من السائل والبخار. سنشرح طريقة حسابات هذه النسب في الفقرة القادمة.

2.4.1 Dryness Fraction

The **wet steam** is actually a mixture of saturated liquid and saturated steam. The dome under the P-v diagram in Fig 2.4 represents the wet vapour area. Obviously, a point close to the liquid saturation line indicates that the mixture contains more liquid than vapour. How can we estimate the liquid content along the horizontal line ac in Fig 2.4?

2.4.1 نسبة الجفاف

نعلم ان **البخار الرطب** هو في الواقع خليط من السائل المشبع والبخار المشبع. تمثل المنطقة الواقعة تحت قبة المنحنى في مخطط (P-v) للشكل (2.4) منطقة البخار الرطب. ويتضح أن اي نقطة قريبة من خط تشبع السائل تشير الى ان الخليط يحتوي على سائل أكثر من البخار. والسؤال هنا, كيف يمكننا تقدير محتوى بخار الماء من السائل على امتداد الخط الأفقي (ac) في الشكل (2.4)؟

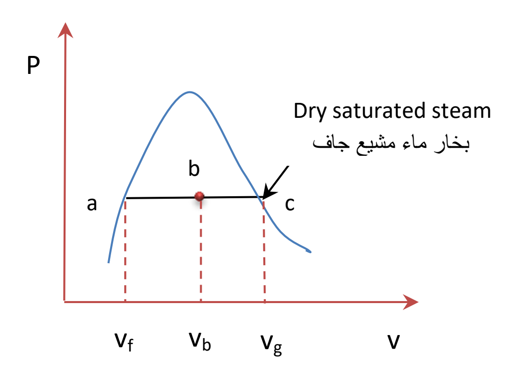


Figure 2.4 Volume of wet steam **الشكل 2.4** تحديد حجم البخار الرطب

The calculations to determine the amount of moisture in steam are performed using a property known as **dryness fraction** or the **quality of steam**, denoted x. It is the ratio of mass of vapour m_v to the total mass of the mixture m_{total}, thus

تُنجز حسابات تحدبد محتوى البخار من الرطوبة باستخدام خاصية تُعرف باسم **نسبة الجفاف** أو **جودة البخار**, يُشار إليها بـالرمز (x), وهي نسبة كتلة البخار (m_v) إلى الكتلة الكلية للخليط (m_{total}), اي ان

$$x = \frac{m_v}{m_{total}} \qquad (2.1)$$

Dryness fraction is a property of state and therefore can be used with another **independent intensive property** to define the state of the wet vapour; for example temperature and x, or pressure and x. Now, let us consider 1 kg of wet steam with dryness fraction x, then the mass of vapour in the mixture is x and of liquid is 1-x. Thus, the specific volume v_b in Fig 2.4 can be estimated as follows

تُعد نسبة الجفاف خاصية من خواص الحالة ولذلك يمكن استخدامها مع اي **خاصية مكثفة مستقلة** أخرى لتحديد حالة البخار الرطب, على سبيل المثال (x) مع درجة الحرارة, أو (x) مع الضغط. لنتخذ الآن 1 كغم من البخار الرطب بنسبة جفاف مقدارها (x), فستكون كتلة البخار في الخليط مساوية الى (x) وكتلة السائل (1-x). وعليه, يمكن تقدير الحجم النوعي (v_b) في الشكل (2.4) بواسطة المعادلة الآتية

$$m_{total} \cdot v_b = m_v \cdot v_g + m_f \cdot v_f \quad , v_b = (m_v/m_{total})\, v_g + (m_f/m_{total})\, v_f$$

$$v_b = x \cdot v_g + (1-x)\, v_f \qquad (2.2)$$

Note that v_b is made up of vapour and liquid and is normally replaced by v.

Equation 2.2 can be written for other wet steam properties, namely, specific internal energy u, specific enthalpy h and specific entropy s.

لاحظ أن (v_b) هو الحجم النوعي لخليط من بخارالماء والسائل وعادة يستخدم الرمز (v) بدلاً عنه.

يمكن كتابة معادلات مماثلة للمعادلة 2.2 تخص الخواص الاخرى للبخار الرطب, أي الطاقة الداخلية النوعية (u), والانثالبي النوعية (h) والانتروبي النوعية (s).

2.4.2 Using Steam Tables

To illustrate the use of steam tables, we select specific volume v as an example of a thermodynamic property. The steam tables also include the properties of other types of steam such as saturated steam, saturated water and super-heated steam. Steam tables list the properties of saturated steam as a function of saturation temperature in one table and of pressure in another. This is because temperature and pressure in the wet steam area are **dependent properties**. A third table is used to provide the properties of superheated steam as a function of temperature and pressure; they are in this case **independent properties**.

We will show how to use the steam tables in the following examples.

2.4.2 استخدام جداول بخار الماء

سنتخذ الحجم النوعي (v) كمثال لخاصية ثرموديناميكية لغرض توضيح طريقة استخدام جداول بخار الماء. تتضمن الجداول أيضًا الخواص الأخرى لجميع أنواع البخار كالبخار المشبع, والماء المشبع, والبخار المحمص. يُدرج في جداول بخار الماء خواص البخار المشبع كدالة لدرجة حرارة التشبع في جدول منفصل, وكدالة للضغط في جدول اخر. والسبب يعود الى ان درجة الحرارة والضغط في في منطقة البخار الرطب هما **خاصيتان مترابطتان**, اي عند ما يتغير الضغط تتغير درجة الحرارة ايضاً. كما يستخدم جدول ثالث لتوفير خواص بخار الماء المحمص كدالة لدرجة الحرارة والضغط, وهما في هذه الحالة **خاصيتان مستقلتان**.

سنوضح كيفية استخدام جداول بخارالماء في سياق الأمثلة التالية.

Example 2.1

3 kg of water heated in a closed vessel to 110°C forming a mixture of steam and liquid water. The dryness fraction of the steam is 0.85. Determine the volume of the vessel and the pressure inside the vessel.

المثال 2.1

تُسخن كمية من الماء مقدارها (3 kg) في وعاء مغلق إلى (110°C) فيتولد خليط من البخار والماء السائل. فاذا علمت ان نسبة جفاف البخار (0.85), احسب حجم الوعاء والضغط داخل الوعاء.

Solution

We first find the values of the specific volumes of saturated liquid v_f, and for saturated steam (or dry saturated steam) v_g at 110°C from the saturation-steam tables.

الحل

نستخرج أولاً قيم الحجوم النوعية للسائل المشبع (v_f) وكذلك للبخار المشبع (او للبخار المشبع الجاف) (v_g) من جداول بخار الماء المشبع عند درجة الحرارة (110°C).

v_f at 110°C = 0.001052 m^3/kg , v_g at 110°C = 1.2102 m^3/kg

$$v = x \cdot v_g + (1-x)\, v_f \qquad \text{(Eqn. 2.2)}$$

$$v = 0.8 \times 1.2102 + (1-0.8)\, 0.001052 = 0.9684 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Total volume = volume of vessel = m x v = 3 x 0.9684 = <u>2.9051m^3</u>

The pressure = saturation pressure from table = <u>143.28 kPa</u>

Comments

- If the volume of liquid is ignored, the total volume will be 2.9045 m^3 which close to 2.9051 m^3. This because the volume of the liquid at higher values of dryness fraction is very small and can be disregarded.
- The method can be applied to perform calculations for other properties.

الملاحظات

- إذا أهملنا حجم السائل, فسيكون الحجم الكلي مساوياً ($2.9045\ m^3$), وهو قريب من ($2.9051\ m^3$), والسبب هو ان حجم السائل صغير جداً عند القيم العالية من نسبة الجفاف بحيث يمكن تجاهله.
- يمكن تطبيق الطريقة لإجراء حسابات تخص الخواص الثرموديناميكية ألاخرى.

Example 2.2

Compute the dryness fraction of a mixture of 8 kg of steam and 6 kg of liquid water kept inside a storage tank at 100°C. Also determine the volume of the tank.

المثال 2.2

احسب نسبة الجفاف لخليط من (8 kg) من بخار الماء و (6 kg) من الماء السائل في وعاء تخزين عند درجة الحرارة (100°C). حدد ايضاُ حجم الخزان.

Solution

First, the dryness fraction is estimated using equation 2.1. Then the specific volume is found by equation 2.2. The volume of the tank is determined by multiplying the total specific volume v by the total mass of the mixture m_{total}.

الحل

أولاً, نقدر نسبة الجفاف باستخدام المعادلة (2.1) . ثم نحسب الحجم النوعي من خلال المعادلة (2.2). بعد ذلك, نقوم بتحديد قيمة الحجم الكلي للخليط او حجم الخزان بضرب الحجم النوعي الكلي (v) بالكتلة الإجمالية للخليط (m_{total}).

$$x = \frac{m_v}{m_{total}} \qquad \text{(Eqn. 2.1)}$$

$$x = \frac{8}{8+6} = \underline{0.571}$$

$$v = x \cdot v_g + (1-x)\, v_f \qquad \text{(Eqn. 2.2)}$$

From steam tables, $v_f = 0.001044\ m^3/kg$, $v_g = 1.6729\ m^3/kg$ من جداول بخار الماء

$$v = 0.571 \times 1.6729 + (1-0.571)\ 0.001044 = 0.9556\ m^3$$

Total volume of tank = 0.9556 (8+6) = $\underline{13.378\ m^3}$

Comments

The pressure inside the tank can be found from steam tables. It is the pressure corresponding to a saturation temperature of 100°C, which is actually equal to the atmospheric pressure.

الملاحظات

يمكن إيجاد مقدار الضغط داخل الخزان باستخدام جداول بخار الماء, حيث إنه الضغط المقابل لدرجة حرارة التشبع (100°C), وهو في الواقع يساوي الضغط الجوي.

Example 2.3

12 kg of water is heated at pressure of 0.25 MPa to produce wet steam of quality (x = 0.85). Calculate the final volume of the mixture.

المثال 2.3

سُخن (12 kg) من الماء تحت تأثير ضغط مقداره (0.25 MPa) لانتاج بخار ماء مشبع ذو جودة مقدارها (x = 0.85), احسب الحجم النهائي للخليط.

Solution

In this example, the pressure is known, so we revert to steam tables for properties of saturated steam at different values of pressure. The final volume is given by the mass multiplied by the specific volume.

الحل

لما كان الضغط معلوماً في هذا المثال, لذا نستعين بجدوال بخار المشبع للخواص عند قيم ضغط مختلفةو ثم يمكننا تقدير الحجم النوعي الكلي v. الحجم النهائي هو الكتلة مضروبة بالحجم النوعي.

From steam tables, v_f at 0.25 MPa = 0.001073 m^3/kg, v_g = 0.7187 m^3/kg

$v = x \cdot v_g + (1-x)\, v_f$ (Eqn. 2.2)

$v = 0.85 \times 0.7187 + (1 - 0.85)\, 0.001073 = 0.6110\ m^3/kg$

Total volume =12 x 0.6110 = $\underline{7.332\ m^3}$

Comments

The temperature of the mixture can be found form steam tables, which is 127.43^{0}C
In this example, pressure is used to determine the properties of saturated steam. Thus, we can read the properties, either in terms of temperature or pressure. Accordingly, there are two tables, one for temperature and the other for pressure.

الملاحظات

يمكن ايجاد درجة حرارة الخليط من جداول بخار الماء وهي (127.43^{0}C).
أستخدمنا الضغط في هذا المثال لتحديد خواص بخار الماء المشبع. وهكذا نستطيع قراءة الخواص اما بدلالة درجة الحرارة او الضغط. لذالك, يوجد جدولان للبخار المشبع احدهما للخواص كدالة لدرجة الحرارة والاخر يخص تغيرات الضغط.

Exercise

Repeat the calculations of Example 2.3 for a pressure of 0.375MPa and steam quality 0.95.

تمرين

كرر حسابات المثال (2.3) متخذاً قيمة الضغط (0.375MPa) وجودة بخار الماء (0.95).

2.4.3 Properties of Superheated Steam

As we mentioned earlier, the superheated water vapour area is on the right of the saturated vapour line in Fig 2.3. This implies that any heat added to the **dry saturated steam** (x = 1) will move it to the super heat area. The temperature and pressure are independent in this area; therefore to specify a state, both properties must be specified. In steam tables, a separate table lists the properties of superheated steam as a function of temperature and pressure.

2.4.3 خواص بخار الماء المحمص

كما ذكرنا سابقًا, تتواجد منطقة بخار الماء المحمص في الشكل (2.3) على يمين خط البخار المشبع. هذا يعني أن أي حرارة تضاف إلى **البخار المشبع الجاف** (x = 1) ستنقله الى منطقة البخار المحمص. وبما ان درجة الحرارة والضغط مستقلان عن بعضهما البعض في هذه المنطقة, لذا يجب تعين قيمة كل منهما, اي درجة الحرارة والضغط, لتثبيت حالة معينة للبخار في هذه المنطقة. وفي جداول بخار الماء, تُدرج خواص بخار الماء المحمص كدالة لدرجة الحرارة والضغط في جداول منفصلة عن جداول خواص البخار المشبع.

Example 2.4

Estimate the volume of a vessel contains 10 kg of steam at 250°C and 300 kPa.

المثال 2.4

قدر حجم الوعاء الذي يحتوي (10 kg) من بخار الماء عند درجة حرارة تساوي (250°C) وضغط مقداره (300 kPa).

Solution

The first step is to check the value of the saturation temperature at 300 kPa from the pressure saturated steam table. If the given temperature is higher than the saturation temperature, the steam is considered superheated. At 300 kPa or 0.3 MPa, the saturation temperature is found to be 133.55°C, therefore the steam is superheated. Note that some super heat tables provide the saturation temperature next to the pressure value. Now, we can use the super heat table to find the specific volume of the superheated water vapour at 300 kP and 250°C; it reads 0.79636 m^3/kg.

الحل

تتمثل الخطوة الأولى من الحل في التأكد من قيمة درجة حرارة التشبع في جدول بخار الماء المشبع عند الضغط (300 kPa) أو (0.3 MPa). حيث يُعد البخار بخاراً محمصاً اذا تجاوزت درجة حرارته درجة حرارة التشبع. وقد وجد ان درجة حرارة التشبع تساوي (133.55°C), لذا فان البخار هو بخار ماء محمص. وتجدر الاشارة هنا الى ان بعض جداول البخار المحمص تُدرج درجة حرارة التشبع بجوار قيمة الضغط. والآن, يمكننا استخراج قيمة الحجم النوعي عند (300 kP) و (250°C) من جدول بخار الماء المحمص, وهي بحدود (0.79636 m^3/kg) .

The volume of the vessel V = m x *v*

$$V = 10 \times 0.79636 = \underline{7.9636\ m^3}$$

2.5 The Ideal Gas

The working fluid of a thermodynamic system can be a vapour, liquid or a gas. Steam is of course one of the essential working fluids in power plants. Vapour changes easily to liquid on cooling or by applying pressure. However, gas naturally exists above the critical point and therefore liquefaction requires high pressure and cooling at the same time. We are aware of the existence of pure gases such as oxygen, nitrogen and hydrogen. We also know that air is a mixture of nitrogen, oxygen and some other gases such as carbon dioxide. As some thermodynamic systems operate on cycles that employ a gas as the working fluid, it is therefore imperative to study the the behavior of such gases during the cycle>

2.5 الغاز المثالي

كما ذكرنا, يمكن استخدام البخار او السائل او الغاز كمائع تشغيل في المنظومات الثرموديناميكية, ومن المعروف ان بخار الماء يستخدم كمائع تشغيل في محطات توليد الطاقة الكهربائية. ولكن البخار يتحول بسهولة الى سائل نتيجة التبريد او تسليط الضغط عليه. بينما يتواجد الغاز بشكل طبيعي فوق النقطة الحرجة, وإن عملية تحويله الى سائل تتطلب ضغطاً عالياً وتبريداً في آن معا. نحن ندرك وجود غازات نقية مثل الأوكسجين والنايتروجين والهايدروجين, ونعلم ايضاً ان الهواء عبارة عن خليط من النيتروجين والاوكسجين وبعض الغازات الاخرى مثل ثاني أكسيد الكاربون. ونظراً لعمل بعض المنظومات الثرموديتاميكية عل اساس دورات تستخدم الغاز كمائع للتشغيل, يستوجب دراسة سلوك هذه الغازات اثناء الدورات الثرموديناميكية.

If any of the state properties of a gas undergoes a change, for example an increase in the pressure, the gas will simply get compressed to a smaller volume and its temperature will change as well. The question is how does this change take place? What physical or mathematical relation will represent the change of state? In fact, there are a few **equations of state** for gases and one of the popular equations is based on the the **ideal gas** assumption. The ideal gas may be defined as the fluid which obeys the following equation of state

فإذا تعرض احد خواص الغاز للتغير, على سبيل المثال زيادة في الضغط المسلط عليه, سيتضائل حجمه وتتغير درجة حرارته أيضًا. السؤال هو كيف يتم هذا التغيير؟ وما هي العلاقة الفيزيائية أو الرياضية التي تعبر هن تغيير خواص الغاز من حالة الى اخرى؟ في واقع الحال, هناك عدد من **معادلات تغير الحالة** للغازات, حيث تستند إحدى هذه المعادلات الشائعة على افتراض الغاز **غاز مثالي**. وهنا يمكن تعريف الغاز المثالي على انه المائع الذي يتبع معادلة تغير الحالة التالية

$$Pv = RT \qquad (2.3)$$

Where P is the pressure in Pa, v is the specific volume in m^3/kg, T is the absolute temperature in K and R is the **gas constant** in J/kgK. The value of R varies from one gas to another and can be determined from the **universal gas constant** R_o and the **molar mass** M from

يمثل الرمز (P) الضغط بوحدات (Pa) و (v) هو الحجم النوعي (m^3/kg) و(T) هي درجة الحرارة المطلقة (K), ويسمى (R) **ثابت الغاز** الذي يتخذ الوحدات (J/kgK). وتختلف قيمة (R) من غاز الى آخر, ولكن يمكن تقدير قيمته من **ثابت الغازات العام** (R_o) و**الكتلة المولية** (M) وفقاً للمعادلة التالية

$$R_o = M.R \qquad (2.4)$$

The value of R_o in SI units is 8.314 kJ/kmol.K and in fps system 1.9858 Btu/lbmol.R. The molar mass of a substance M is the mass of one kmol in kg. In English units, M is the mass of 1 lbmol in lbm. Thus the molar mass of oxygen is 32 which is 32 kg/kmol or 32 lbm/lb.mol. This means that the mass of 1 kmol of oxygen is 32 kg. The molar mass is also known as **molecular weight**, which has the same numerical value in all systems of units. The number of moles n is given by

تبلغ قيمة ثابت الغازات العام (R_o) بالوحدات الدولية (SI) (8.314 kJ/kmol.K), وفي نظام الوحدات (fps) (1.9858 Btu/lbmol.R). ويمكن تعريف الكتلة المولية للمادة (M) على انها كتلة كيلومول واحد (1 kmol) بوحدات كيلوغرام, وبالوحدات الإنجليزية هي كتلة باوند مول واحد (1 lbmol) بوحدات الباوند-كتلة (lbm). فمثلاً, الكتلة المولية للأكسجين هي (32) أي 32 (kg/kmol) او 32 (lbm/lb.mol), وهذا يعني أن كتلة (1 kmol) من الأكسجين تساوي (32 kg). وتُعرف الكتلة المولية أيضًا بإسم **الوزن الجزيئي**, ولها نفس القيمة العددية في جميع انظمة الوحدات. يٌحسب عدد المولات (n) بواسطة المعادلة التالية

$$n = \frac{m}{M} \qquad (2.5)$$

The equation of state for an idea gas can also be expressed in terms of total volume V, mass m or number of moles n and absolute temperature T,

يمكننا أيضًا صياغة معادلة تغير الحالة للغاز المثالي بدلالة الحجم الكلي (V) والكتلة (m) أو عدد المولات (n) ودرجة الحرارة المطلقة (T),

$$PV = m.RT \qquad (2.6)$$

$$PV = n.R_o\,T \qquad (2.7)$$

The ideal gas law is in accordance with **Avogadro's law** which states that the volume is directly proportional to the number of moles of a gas at constant temperature and pressure.

يتوافق قانون الغاز المثالي مع **قانون أفوجادرو** الذي ينص على أن الحجم يتناسب طرديًا مع عدد مولات الغاز عند درجة حرارة وضغط ثابتين.

The ideal gas assumption is valid at low pressure and high temperature. However, some gases obey the ideal gas equation in the range of practical conditions with small error that may be ignored.

يصح افتراض الغاز المثالي عند الضغوط المنخفضة ودرجات الحرارة العالية. مع ذلك, فإن بعض الغازات تتبع معادلة الغاز المثالي في نطاق الظروف العملية مع وجود خطأ بسيط يمكن اهماله.

2.6 Ideal Gas Processes

If equation 2.6 is written for a fixed mass of an ideal gas, at two different states 1 and 2, we arrive at the following **ideal gas general equation** ,

2.6 عمليات الغازات المثالية

اذا كتبنا المعادلة (2.6) لكتلة ثابتة من الغاز المثالي لحالتين مختلفتين 1 و 2, نتوصل الى **المعادلة العامة للغازات المثالية**,

$$P_1V_1 = mRT_1$$

$$P_2V_2 = mRT_2$$

$$\frac{P_1\, V_1}{T_1} = \frac{P_2\, V_2}{T_2} \qquad (2.8)$$

Equation 2.8 can be applied to any ideal gas subject to certain conditions. In practice, there are a number of **gas processes** governed by the prevailing conditions. In what follows, we will explain some of these processes.

يمكننا تطبيق المعادلة (2.8)على أي غاز مثالي يخضع لظروف معينة. ومن الناحية العملية, هناك عدد من **عمليات تغير حالة الغاز** تحكمها الظروف السائدة, وسنوضح فيما يلي بعض هذه العمليات.

2.6.1 Isothermal Process

If the temperature is kept unchanged during the compression or expansion of an ideal gas, the process is called **isothermal**. For such a change, equation 2.8 is reduces to

2.6.1 العملية بثبوت درجة الحرارة

إذا أُبقيت درجة الحرارة دون تغيير أثناء انضغاط الغاز المثالي أو تمدده, تسمى العملية **عملية ايسوثرمية**. وتُختزل المعادلة (2.8) لهذا التغيرعلى النحو التالي

$$P_1V_1 = P_2V_2 \qquad (2.9)$$

2.6.2 Isobaric Process

We apply the general ideal gas equation to a process at constant pressure or to an **isobaric process**,

2.6.2 العملية بثبوت الضغط

نطبق المعادلة العامة للغاز المثالي على عملية تغير الحالة بثبوت الضغط او **العملية الايسوبارية**,

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \qquad (2.10)$$

2.6.3 Isochoric Process

A constant volume process is known as **isochoric**, it is represented by,

2.6.3 العملية بثبوت الحجم

تُعرف العملية بثبوت الحجم **العملية الايسوكورية**, ويمكن تمثيلها بالمعادلة,

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} \qquad (2.11)$$

2.6.4 Isentropic Process

The **isentropic process** is constant entropy process; it is a reversible process with no heat exchange, where (dS = 0.0), it is given by

2.6.4 العملية الايسنتروبية

تحدث **العملية الايسنتروبية** او العملية بثبوت الانتروبي, وهي عملية انعكاسية خالية من التبادل الحراري, فيها (dS = 0.0) و تتبع العلاقة

$$P\,V^{\gamma} = C \qquad \text{or} \qquad P_1V_1^{\gamma} = P_2\,V_2^{\gamma} \qquad (2.12)$$

For an ideal gas we define γ

حيث تُعطى (γ) للغاز المثالي من

$$\gamma = \frac{C_P}{C_V} \qquad (2.13)$$

$$C_P - C_v = R \qquad (2.13\ A)$$

Cp = specific heat at constant pressure
C_v = specific heat at constant volume
The isentropic process follows the general equation 2.8 as well.

Cp = الحرارة النوعية بثبوت الضغط
Cv = الحرارة النوعية بثبوت الحجم
تتبع العملية الاسنتروبية المعادلة العامة (2.8) ايضاً.

2.6.5 Polytropic Process

The **polytropic process** is a reversible change of state that obeys the following relationship

2.6.5 العملية البوليتروبية

العملية البوليتروبية هي عملية انعكاسية تؤدي إلى تغير حالة الغاز حسب العلاقة الاتية

$$P\,V^{k} = C$$

$$P_1V_1^{k} = P_2\,V_2^{k} \qquad (2.14)$$

The value of k depends on the amount of heat transfer to the environment and it is in the range (1.0 – γ). Naturally, the polytropic process takes place with changes in temperature as a result of the heat exchange. The ideal gas law (2.3) and equation 2.8 can also be applied to this process.

يتخذ الاس (k) قيم بين (1.0) وقيمة (γ), وتعتمد قيمته على كمية انتقال الحرارة إلى المحيط خارج المنظومة. وبطبيعة الحال, يصاحب العملية البوليتروبية تغيرات في درجة الحرارة نتيجة التبادل الحراري. يمكن ايضاً تطبيق قانون الغاز المثالي (2.3) على هذه العملية اضافة إلى المعادلة (2.8).

2.6.6 Adiabatic Process

The **adiabatic process** is a process that takes place without heat exchange, particularly in thermally insulated systems, thus (Δ Q = 0.0).

2.6.6 العملية الاديباتية

تحدث **العملية الاديباتية** دون اي تبادل حراري وخاصة في المنظومات المعزولة حرارياً, اي (Δ Q = 0.0),

Example 2.5

المثال 2.5

2.1 kg of air at N.T.P. is compressed to a volume of 0.15 m^3. Assuming air is an ideal gas, determine the initial volume of the air and the final pressure and temperature for the following processes
1. Isothermal compression
2. Isentropic compression

رُفع ضغط كتلة من الهواء مقدارها (2.1 kg) بالظروف الاعتيادية (N.T.P.) الى ان تناقص حجمها الى (0.15 m^3). وبافتراض ان الهواء غاز مثالي, احسب الحجم الابتدائي وكل من الضغط النهائي ودرجة الحرارة النهائية لعمليات الانضغاط التالية
1. انضغاط بثبوت درجة الحرارة (عملية ايسوثرمية)
2. انضغاط بثبوت الانتروبي (عملية ايسنتروبية)

R_o = 8.314 kJ/kmol.K, C_p = 1.005 kJ/kg.K, M_{air} = 29

Solution

الحل

The gas constant for air R is first evaluated from equation 2.4 and then the volume V_1 from equation 2.6.
Assuming air is an ideal gas,

نُقدر قيمة ثابت الغاز للهواء (R) من المعادلة (2.4) ومن ثم نحسب الحجم (V_1) باستخدام المعادلة (2.6).

وبافتراض ان الهواء غازمثالي,

R_o = 8.314 kJ/kmol.K
M_{air} = 29, thus

$$R_o = M.R \qquad \text{(Eqn. 2.4)}$$

$$R = R_o/M_{air} = 8.314/29 = 0.286 \text{ kJ/kg.K}$$

$$PV = m.RT \qquad \text{(Eqn. 2.6)}$$

$$101.325 \times V_1 = 2.1 \times 0.286 \times 293.15$$

$$V_1 = \underline{1.737 \text{ m}^3}$$

N.T.P. is normal temperature (20°C) and normal pressure (1 atm.), that is

يمثل (N.T.P.) الظروف الاعتيادية اي درجة الحرارة الاعتيادية (20°C) والضغط الجوي السائد (1 atm), اي

T_1 = 20°C = 293.15 K and P_1 = 1 atm. = 101.325 kPa.

We also have: V_2 = 0.15 m^3. C_p = 1.005 kj/kgK, R = 0.286 kj/kg.K. : ولدينا معلوم ايضاً

We can now find the final pressure and temperature for each process as follows

يمكننا الآن ايجاد القيم النهائية للضغط ودرجة الحرارة لكل عملية على النحو الآتي

For isothermal compression, عملية الانضغاط الايسوثرمي

$P_1V_1 = P_2V_2$ (Eq. 2.9)

$101.325 \times 1.737 = P_2 \times 0.15$

$P_2 = 1173.343$ kP = 1.1733 MPa

For isothermal conditions, $T_2 = T_1 = 293.15$ K

Isentropic compression, عملية الانضغاط الايسنتروبي

$P_1V_1^{\gamma} = P_2\,V_2^{\gamma}$ (Eqn. 2.12)

$\gamma = \frac{C_P}{C_V}$ (Eqn. 2.13)

$C_P - C_v = R$ (Eqn. 2.13 A)

$Cv = C_p - R = 1.005 - 0.286 = 0.719$ kJ/kg.K

$\gamma = \frac{C_P}{C_V} = \frac{1.005}{0.719} = 1.397$

Substituting in equation (2.12) وبالتعويض في المعادلة

$101.325 \times 1.737^{1.397} = P_2 \times 0.15^{1.397}$

$P_2 = 101.325 \times (1.737/0.15)^{1.397} = 3102.54$ kP = 3.1025 MPa

To estimate T_2, we apply equation 2.8 نطبق المعادلة (2.8)

$\frac{P_1\,V_1}{T_1} = \frac{P_2\,V_2}{T_2}$ (Eqn. 2.8)

$$\frac{101.325 \times 1.737}{293.15} = \frac{3102.5 \times 0.15}{T_2}$$

$T_2 = 755.13K$

Comments

- The final pressure for the isentropic compression is much higher than the isothermal process. This indicates that the isentropic process is more efficient than the isothermal process.

الملاحظات

- يتضح ان مقدارالضغط النهائي لعملية الانضغاط الايسنتروبي اعلى بكثير من ضغط عملية الانضغاط الايسنتروبي. وهذا يشير إلى أن العملية الايسنتروبية أكثر كفاءة من العملية الايسوثرمية.

This is because no heat is lost in the isentropic process and all the energy is consumed to produce mechanical work; while, the isothermal compression is accompanied by heat loss to keep the temperature constant.

ويعود السبب الى عدم وجود فقدان للحرارة في العملية الايسنتروبية, حيث تستهلك كل الطاقة لتوليد الشغل الميكانيكي, في حين ان عملية الانضغاط الايسوثرمي تكون مصحوبة بفقدان الحرارة للحفاظ على درجة حرارة ثابتة.

- Note that the isentropic process is a reversible and therefore it is not achieved in practice. Entropy and reversible processes will be covered in later chapters.

- لاحظ أن العملية الايسنتروبية هي عملية انعكاسية ولا يمكن تحقيقها عملياً. سوف نتناول مفهوم الإنتروبي والعمليات الانعكاسية في الفصول اللاحقة.

Example 2.6

المثال 2.6

Gas is kept in a sealed vessel at 10 atm. and 25°C. The design safety pressure for the vessel is 30 atm. Determine the safety temperature for the vessel.

يُخزن غاز في وعاء مغلق باحكام تحت تأثير ضغط مقداره (10 atm.) وعند درجة حرارة (25°C). فاذا كان الضغط التصميمي لسلامة الوعاء (30 atm.), أوجد درجة الحرارة الآمنة لحفظ الغاز في الوعاء.

Solution

الحل

The volume of the gas is constant; therefore we can apply the equation for an isochoric process estimate the temperature.

بما ان حجم الغاز ثابت لذا يمكننا تطبيق معادلة العملية الايسوكورية لتقدير درجة الحرارة.

$P_1 = 10$ atm., $P_2 = 30$ atm., $T_1 = 25 + 273 = 298K$, $T_2 = ?$

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} \qquad \text{(Eqn. 2.11)}$$

$$\frac{10}{273} = \frac{30}{T_2}$$

$T_2 = \underline{819\ K}$

Comments

الملاحظات

- We used 273 + °C to convert Celsius to Kelvin. This is the approximate value which is used widely instead of 273.15.

- لقد استخدمنا (273 + °C) لتحويل وحدات درجة الحرارة من سيليسيوس الى كلفنن حيث انها القيمة التقريبية المستخدمة على نطاق واسع بدلاً من (273.15).

- If the value of the gas constant is known, the mass of the gas can also be computed from equation 2.6.

- إذا كانت قيمة ثابت الغاز معلومة, فيمكن أيضًا حساب كتلة الغاز من المعادلة (2.6).

Exercise

Solve example 2.5 for polytropic compression with (k = 1.32).

تمرين

كرر حل المثال (2.5) لعملية انضغاط بوليتروبية متخذاً (k = 1.32)

2.7 The Real Gas

2.7 الغاز الحقيقي

At low temperature and at extremely high pressure, gases do not obey the ideal gas law. That is to say, equation 2.7 will not be accurate and needs to be modified to

لاتسلك الغازات سلوكاً مثالياً عند درجات الحرارة المنخفضة والضغوط المرتفعة للغاية, أي أن المعادلة (2.7) تصبح غير نافعة وتحتاج الى التعديل الى الصيغة التالية

$$PV = Z\, n\, R_0\, T \qquad (2.15)$$

The symbol Z denotes the **compressibility factor**; it is a function of pressure and temperature. Generally, equation (2.15) is applied to study the behavior of **real gases** or **non-ideal** gases. The value of Z, for any gas, can be estimated from Fig. 2.5. The diagram is based on values of **reduced temperature** T_R and **reduced pressure** P_R; it includes experimental data gathered from various sources.

يمثل (Z) **معامل الانضغاطية** وهو دالة لكل من الضغط ودرجة الحرارة. وتمنح المعادلة (2.15) معادلة تغير الحالة للتعبير عن سلوك **الغازات الحقيقية** او الغازات **غير المثالية** كما تعرف احياناً. ويمكن استخراج قيمة (Z) لاي غاز يكون من المخطط المبين في الشكل (2.5) الذي يستند الى **درجة الحرارة المخفضة** (T_R) **والضغط المخفض** (P_R) ويحتوي على قيم تجريبية من مصادر مختلفة

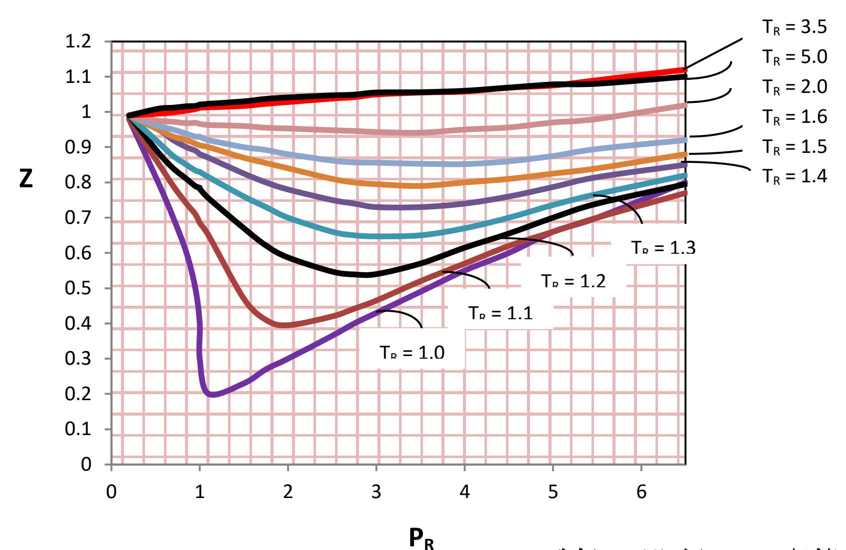


Figure 2.5 Compressibility factor

الشكل 2.5 معامل الانضغاطية

Where,

حيث ان,

$$P_R = P/P_c \quad (2.16)$$

$$T_R = T/T_c \quad (2.17)$$

P_c is the **critical pressure** and T_c is the **critical temperature**.
The above equations indicate that the reduced pressure is equal to the real pressure divided by the critical pressure, and the reduced temperature is the real temperature divided by the critical temperature.

يمثل الرمز (P_c) **الضغط الحرج** و (T_c) **درجة الحرارة الحرجة**.

تشير المعادلات اعلاه الى ان الضغط المخفض يساوي الضغط الحقيقي مقسوم على الضغط الحرج, ودرجة الحرارة المخفضة هي الدرجة الحقيقية مقسومة على درجة الحرارة الحرجة.

2.7.1 Van der Waals Equation

2.7.1 معادلة فان در والز

It is important to note that the derivation of the ideal gas law is based on neglecting the attraction forces between molecules; therefore the pressure will be overestimated. It is also based on considering the particles of an ideal gas to be extremely small; consequently, they don't contribute to the total volume. As for the real gas, there are other equations that can be used to account for non-ideality; one of them is the **van der Waals equation**, which is

المعلوم ان اشتقاق قانون الغاز المثالي يستند الى اهمال قوى التجاذب بين الجزيئات مما يؤثر في تقديرالضغط, كما أنه يعتمد على اعتبار جزيئات الغاز المثالي صغيرة للغاية بحيث يمكن اهمال حجمها, وهذا بدوره يؤثر في تقدير الحجم الكلي للغاز. وفيما يخص الغاز الحقيقي, فهناك معادلات اخرى تعالج السلوك غير المثالي للغاز, منها **معادلة فان دروالز** بالصيغة التالية

$$\left[P + \frac{a\,n^2}{V^2}\right]\left[V - (n\,b)\right] = n\,R_0\,T \quad (2.18)$$

Where a is a constant to compensate for the attractive forces, and b is a constant to compensate for the volume of gas particles or molecules.

حيث (a) هو ثابت يعوض عن تأثير قوى التجاذب وان (b) هو ثابت يعوض عن تاثير اهمال حجم الجزيئات.

Example 2.7

المثال 2.7

Determine the volume of a container required to store 1 kmol of methane at 320 K and 30 MN/m^2 assuming that

احسب حجم الوعاء اللازم لخزن (1 kmol) من غاز الميثان بدرجة حرارة قدرها (320 K) و ضغط يساوي $30\ MN/m^2$, افترض,

(a) Methane is an ideal gas

(b) Methane is a real gas which obeys van der Waals equation, where

(أ) غاز الميثان غاز مثالي

(ب) غاز الميثان غاز حقيقي يتبع معادلة فان دروالز حيث

$$b = 0.0427\ m^3/kmol,\ a = 229.3\ (kN/m^2)\ (m^3)^2 / (kmol)^2$$

(c) It is possible to use the compressibility chart, knowing that

(جـ) امكانية استخدام مخطط معامل الانضغاطية علماً ان

$$T_c = 191\ K\ ,\ P_c = 4.64\ MN/m^2$$

Solution

الحل

(a) Applying the ideal gas law

(أ) استخدام قانون الغاز المثالي

Given

المعلوم

$$R_0 = 8.314\ kJ/kmol\ K\ ,\ T = 320\ K\ ,\ P = 30 \times 10^3\ kN/m^2\ (kPa)\ ,\ n = 1\ kmol$$

Substituting in equation (2.7)

نعوض في المعادلة (2.7)

$$P\,V = n\,R_0\,T$$

$$V = \frac{8.314 \times 320}{30 \times 1000}$$

$$V = \underline{0.0887\ m^3}$$

(a) Applying van der Waals equation

Substituting in van der Waals equation

(ب) باستخدام معادلة فان در والز

نعوض في معادلة قان دروالز

$$[P + (an^2 / V^2)]\ [V - (n\,b)] = n\,R_0\,T$$

$$[30 \times 10^3 + (229.3/V^2)]\ [V - 0.0427] = 1 \times 8.314 \times 320$$

$$30 \times 10^3\ V^3 - 5233\ V^2 + 229.3\ V = 9.79$$

The above equation can be solved by **trial and error**. We assume a value for the volume V and then calculate the value of the left hand side of the equation. The calculations are repeated, by assuming different values of V, until the two sides of the equation get closer in value. Applying this method we obtain the following answer

يمكن حل المعادلة الأخيرة بطريقة **التجربة و الخطأ** أي افتراض قيمة للحجم (V) ومن ثم حساب قيمة الطرف الأيسر للمعادلة, فان لم يتساو مع الطرف الايمن يعاد افتراض قيمة اخرى للحجم وهكذا حتى يتقارب طرفا المعادلة, وبتطبيق هذه الطريقة نحصل على

$$V = \underline{0.1358\ m^3}$$

(c) Using the compressibility factor diagram

(جـ) باستخدام مخطط معامل الانضغاطية

$$T_R = T/T_c = 320/191 = 1.68$$

$$P_R = P/P_c = 30/4.64 = 6.46$$

We find the value of Z from Fig 2.5

نستخرج قيمة Z من الشكل (2.5) وهي

$$Z = 0.88$$

We now apply equation 2.15

نستخدم الآن المعادلة (2.15)

$$P\ V = 0.88\ n\ R_0\ T$$

$$V = (0.88 \times 1 \times 8.314 \times 320)/(30 \times 10^3)$$

$$V = \underline{0.0780\ m3}$$

Comments

الملاحظات

Note that the value of V varies from one method to another. The answer 0.0887 m^3 shows that the ideal gas model gives an inaccurate result. The chart method is closer to reality because it is based on experimental data.

نلاحظ ان قيمة (V) تختلف من طريقة الى اخرى مما يدل على أن افتراض السلوك المثالي الذي يعطي حجماً قدره 0.0887 m^3 هو بعيد عن الجواب الحقيقي. وتُعد طريقة مخطط معامل الانضغاطية الأقرب الى الواقع لانها معتمدة على قياسات مختبرية.

2.7.2 Other Equations of State

As well as the van der Waals equation, there are other equations of state that can be applied to gases instead of the ideal gas equation. Of all the empirical equations, the **Beattie - Bridgeman**, the **Benedict-Web-Rubin** and the virial equation may provide more accurate results. All empirical equations require experimental data to determine the constants. The vrial equation is expressed as a a **mathematical series** in the following form

2.7.2 المعادلات الأخرى لتغير حالة الغاز

بالاضاقة الى معادلة فان در والز هناك معادلات أخرى يمكن تطبيقها على الغازات بدلا من معادلة الغاز المثالي. ومن بين هذه المعادلات التجريبية التي تُعطي نتائج اكثر دقة معادلة **بيتي وبرجمان** وكذلك معادلة **بينيدت ويب و روبن** وهنالك معادلة ثالثة على هيئة **متسلسلة رياضية**. وتتطلب جميع المعادلات التجريبية المذكورة بيانات لتقييم الثوابت فيها. يمكن كتابة المتسلسلة بالصيغة الآتية

$$P = \frac{R\,T}{V} + \frac{a\,(T)}{V^2} + \frac{b\,(T)}{V^3} + \frac{c\,(T)}{V^4} + \ldots\ldots \qquad (2.19)$$

The values of the coefficients a (T), b (T), c (T),.. for the gas under study are to be evaluated from experiments, or theoretically from statistical mechanics. The equations will not be used in this text; we suggest referring to relevant scientific literature.

يتم تقييم المعاملات [a (T) و b (T) و c (T)] للغاز قيد الدراسة من خلال التجارب المختبرية, أو نظرياً بواسطة علم ميكانيك الإحصاء. ولن تُستخدم هذه المعادلات في هذا الكتاب لذا نقترح البحث عن هذه المعادلات في المصادر العلمية ذات الصلة.

Review Questions and Problems

اسئلة المراجعة والمسائل

R_o = 8.314 kJ/kmol.K

2.1 What is a meant by a phase? Explain the phase change from liquid water to vapour.

2.1 ما المقصود بالطور؟ اشرح عملية تغير طور الماء من السائل الى بخار.

2.2 What is the difference between super-heated steam and dry saturated steam?

2.2 ما الفرق بين بخار الماء المحمص وبخار الماء المشبع الجاف ؟

2.3 Define the critical point.

2.3 عرف الدرجة الحرجة او النقطة الحرجة.

2.4 Draw a P-v diagram for water and identify the different areas on the plot.

2.4 ارسم مخطط (P-v) للماء مؤشراً المناطق المختلفة على الرسم.

2.5 Why are steam tables used?

2.5 لماذا تُستخدم جداول بخار الماء؟

2.6 Name other important tables used in thermodynamic calculations.

2.6 اذكر جداول مهمة أخرى تُستخدم في حسابات تخص علم ديناميك الحرارة.

2.7 Charts may be used instead of tables, why?

2.7 لماذا تُستخدم المخططات احياناً بدلاً من الجداول؟

2.8 What is meant by wet steam? What is dryness fraction of steam? How is it calculated?

2.8 ما المقصود ببخار الماء الرطب؟ وما هي نسبة الجفاف؟ كيف تُحسب قيمة نسبة الجفاف لبخار الماء؟

2.9. A quantity of saturated water occupies a volume of 2.4 m^3. The water is heated at constant pressure of 600 kPa until it is completely vaporised to dry saturated steam. Determine the final volume of the steam.

2.9 كمية من الماء المشبع تشغل حجم قدره ($2.4\ m^3$). فاذا سُخن الماء تحت تأثير ضغط ثابت مقداره (600 kPa) حتى يتبخر تماماً ويتحول الى بخار ماء مشبع جاف, حدد قيمة الحجم النهائي لبخار الماء.

Ans. 688.8 m^3 الجواب

2.10 A cylinder and piston device contains 0.075 m^3 of dry saturated steam at 0.375 MPa. Evaluate the temperature and the mass of the steam. Show the state of the steam on a P-v diagram.

2.10 جهاز أسطوانة ومكبس يحتوي على ($0.075\ m^3$) من بخارالماء المشبع الجاف عند ضغط مقداره (0.375 MPa). احسب درجة حرارة وكتلة البخار, ثم بين حالة بخار الماء على مخطط (P-v).

2.11 Calculate the specific volume of water vapour at 165°C. The quality of the water vapour is 0.87.

2.11 احسب الحجم النوعي لبخار الماء عند (165°C), علماً أن جودة بخار الماء تساوي (0.87).

2.12 If the specific volume of saturated steam is 0.25 m^3/kg, estimate the quality of the steam at 80 kPa and find the temperature.

2.12 إذا كان الحجم النوعي لبخار الماء المشبع يساوي ($0.25\ m^3/kg$), قدر جودة البخار عند ضغط مقداره (80 kPa) ثم أوجد قيمة درجة الحرارة.

2.13 Five kgs of steam is kept inside a vessel of volume 3 m^3 120°C. Find the dryness fraction and he pressure of the steam.

2.13 تُحفظ خمسة كيلوغرامات من بخار الماء بدرجة حرارة مقدارها (120°C) في وعاء حجمه ($3\ m^3$). اوجد نسبة الجفاف والضغط المسلط على البخار.

2.14 Write the missing information for saturated steam in the table below.

2.14 اكتب المعلومات المفقودة للبخار المشبع في الجدول ادناه.

	P (kPa)	T°C	x	$v_f\ m^3/kg$	$v_g\ m^3/kg$	$v\ m^3$
(a)		100	1			
(b)	300		0.8			
(c)		250	0.95			
(d)	2000		0.85			
(e)	650		1			

2.15 Ten kg of water at 65°C is heated to 400°C at a constant pressure of 12 bar. What type of steam is formed? Determine the change in volume.

2.15 تُسخن عشرة كيلوغرامات من الماء من (65°C) الى (400°C) تحت تأثير ضغط ثابت مقداره (12 bar), فما هو نوع البخار المتكون؟ حدد مقدار التغير في الحجم.؟

Ans. 3.055 m^3 الجواب

2.16 A rigid-walled vessel contains steam with a dryness fraction 0.8 and at pressure of 2 MPa. The volume of the vessel is 6 m^3. If the vessel is cooled so that pressure is reduced to 400 kPa, estimate the final mass of the vapour m_g and the mass of the liquid m_f.

Hint: *the specific volume of the steam v does not change with cooling because the vessel is rigid*.

2.16 يحتوي وعاء صلب الجدار حجمه (6 m^3) على بخار ماء بنسبة جفاف (0.8) تحت ضغط مقداره (2 MPa). فإذا بُرد الوعاء لينخفض الضغط إلى (400 kPa), قدر كتلة البخار النهائية (m_g) وكتلة السائل (m_f).

تلميح: *لا يتغير الحجم النوعي لبخار الماء (v) مع التبريد لأن الوعاء صلب الجدران.*

Ans. 13.327 kg, 64.655 kg الجواب

2.17 A piston and cylinder arrangement contains 0 .006 m^3 of liquid water and 0.92 m^3 of water vapour in equilibrium at a pressure of 0.6 MPa. The mixture is heated at constant pressure until the temperature rises to 250°C. Calculate

(a) The initial temperature of the mixture
(b) The total mass
(c) The final volume

Show the heating process on a P-v diagram.

2.17 يحتوي جهازمكبس واسطوانة على (0 .006 m^3) من الماء السائل و (0.92 m^3) من بخار الماء في حالة توازن تحت ضغط مقداره (0.7 MPa). يسخن الخليط عند ضغط ثابت حتى ترتفع درجة الحرارة إلى (250°C). احسب

(أ) درجة الحرارة الأولية للخليط
(ب) الكتلة الكلية للخليط
(ج) الحجم النهائي

وضح عملية التسخين على مخطط (P-v).

Ans. (a) 158.85°C, (b) 8.363 kg, (c) 3.293 m^3 الجواب

2.18 Steam at 8 bar and 300°C flows inside a pipeline at constant pressure. If the steam reject heat to the surrounding, at what temperature will droplet of water start to form? Ignore the pressure drop due to friction in the pipeline.

2.18 يجري بخار الماء في انبوب بضغط ثابت مقداره (8 bar) ودرجة حرارة تساوي (300°C). اذا كان البخار يطرح الحرارة إلى المحيط اثناء الجريان, في أي درجة حرارة سيبدأ تكوين قطرات الماء؟ اهمل تأثير انخفاض الضغط في الانبوب بسبب الاحتكاك.

Ans. 170.43°C الجواب

2.19 A rigid-walled vessel contains steam at 300°C. When the vessel is cooled to 133.55 °C, the steam starts to condense. Determine the volume of the vessel and final pressure in the vessel. Show the process on a P-v diagram.

2.19 وعاء ذو جدران صلبة يحتوي على بخار بدرجة حرارة مقدارها (300°C). عندما يُبرد الوعاء إلى (133.55 °C) يبدأ تكثف البخار, حدد قيمة حجم الوعاء والضغط النهائي فيه.
وضح عملية التبريد على مخطط (P-v).

2.20 What is an ideal gas?

2.20 ماالمقصود بالغاز المثالي؟

2.21 Define the universal gas constant R_o and show how it is related to the gas constant R.

2.21 عرف ثابت الغازات العام (R_o) ووضح كيف يرتبط بثابت الغاز (R).

2.22 What are the processes for the change of state of an ideal gas?

2.22 ماهي العمليات التي تخص تغير حالة الغاز المثالي؟

2.23 What is the difference between isochoric and isobaric process? Sketch each process.

2.23 ماالفرق بين العملية الايسوكورية والعملية الايسوبارية؟ ارسم مخطط لكل عملية.

2.24 Compare the isentropic process with the isothermal of ideal gases process and sketch the processes.

2.24 قارن العملية الايسنتروبية مع العملية الايسوثرمية وارسم العمليتين.

2.25 What is an adiabatic process and how is it formulated?

2.25 ما المقصود بالعملية الاديباتية؟ وكيف تُكتب معادلتها؟

2.26 How is an isothermal compression of air achieved in a cylinder-piston device? Calculate the final temperature if a quantity of air is compressed from 1 atm. and 25°C to 10 bar. Assume ideal gas behaviour.

2.26 كيف يُنجز انضغاط ايسوثرمي للهواء في جهاز اسطوانة ومكبس؟ (اي بثبوت درجة الحرارة). احسب درجة الحرارة النهائية إذا ضُغطت كمية من الهواء من (1 atm) و (25°C) الى (10 bar). افترض ان الهواء يسلك سلوكاً مثالياً.

2.27 If a gas is flowing inside an insulated pipe, what type of flow will that be? What would happen if the insulation is removed?

2.27 إذا كان الغازيجري في أنبوب معزول حرارياً ، فما نوع هذا الجريان؟ ماذا سيحدث إذا أُزيل العزل؟

2.28 Why the flow of a gas in an insulated pipeline is not isentropic?

2.28 لماذا لا يكون جريان الغاز في خط الأنابيب المعزول جرياناً ايسنتروبياً؟

2.29 What is a real gas? How does it differ from an ideal gas?

2.29 ما هو الغاز الحقيقي؟ وكيف يختلف عن الغاز المثالي؟

2.30 Discuss the different types of equations of state for gases.

2.30 ناقش الأنواع المختلفة من معادلات تغير الحالة للغازات.

2.31 10 kg of hydrogen is contained in a rigid vessel at 4 bar and 30°C, estimate the volume of the vessel. Molecular weight of hydrogen **is** 2.

2.31 يحتوي وعاء صلب على (10 kg) من الهايدروجين عند ضغط (4 bar) ودرجة حرارة (30°C), قدر حجم الوعاء, علماً ان الوزن الجزيئي للهيدروجين هو 2.

2.32 The pressure gauge on an air tank reads 0.6 MPa. Calculate the mass of the air contained in the tank at 30°C. The volume of the tank is 3.1 m^3 and the prevailing atmospheric pressure is 100 kPa. Molecular weight of air is 29.

2.32 يقرأ مقياس ضغط مثبت في خزان هواء ضغطاً مقداره (0.6 MPa). احسب كتلة الهواء الموجود في الخزان بدرجة الحرارة (30°C). علماً ان حجم الخزان ($3.1\ m^3$) ومقدار الضغط الجوي (100 kPa), كما ان الوزن الجزيئي للهواء يساوي 29.

Ans. 25.04 kg الجواب

2.33 A spherical storage tank with a diameter of 2 m is filled with oxygen at 20°C and 3 bar. Determine the mass of the Oxygen. The molar mass of Oxygen is 32.

2.33 خزان كروي الشكل قطره (2 m) مملوء بالاوكسجين عند (20°C) و (3 bar). احسب كتلة الاوكسيجين, علماً ان الكتلة المولية له تساوي 32.

2.34 Air is stored in a rigid vessel at of 200 kPa and 20°C overnight. What is the pressure at noon if the temperature rises to 45°C? Assume ideal gas process. What happens to the air if the tank is insulated?

2.34 يُخزن الهواء في وعاء صلب الجدران تحت ضغط (200 kPa) ودرجة حرارة مقدارها (20°C) خلال الليل. فإذا ارتفعت درجة الحرارة في منتصف النهار القادم الى (45°C) فما هو مقدار الضغط؟ افترض ان العملية تتبع سلوك الغاز المثالي. ماذا يحدث للهواء اذا كان الوعاء معزول حرارياً ؟

Ans . 217.064 kPa الجواب

2.35 Two kg of an ideal gas is compressed isothermally from a volume of 3.25 m^3 to 1.6 m^3 and to a final pressure of 6 bar. Compute the initial pressure the gas. If the compression is considered isentropic, what will the initial pressure be?

2.35 ضُغط كيلوغرامان من غاز مثالي انضغاطاً ايسوثرمياً من حجم ($3.25\ m^3$) الى حجم ($1.6\ m^3$) والى ضغط نهائي مقداره (6 bar). احسب الضغط الابتدائي للغاز. ماذا ستكون قيمة الضغط الابتدائي إذا اعتبرنا الانضغاط انضغاطاً ايسنتروبياً؟

MW = 28, C_p = 1.04 kJ/gk.K

Ans. 295.384 kPa, 222.281 kPa ألجواب

2.36 Use the van der Waals equation to determine the pressure of 0.375 kg of nitrogen stored at -98°C in a rigid vessel of a volume of 100 m^3. Given,

2.36 استخدم معادلة فان دروالز لتقييم الضغط لكمية من النايتروجين كتلتها (0.375 kg) مخزونة بدرجة (-98°C) في وعاء صلب حجمه ($100\ m^3$), علماً ان,

MW = 28, a = 0.175, b = 0.00138

Ans. 9.47 MPa الجواب

2.37 Superheated steam at 600°C stored in a vessel of volume 5 m^3. If the mass of the steam is 120 kg, determine the pressure in the vessel using:

(a) The ideal gas equation

(b) The van der Waals equation

2.37 يُخزن بخار ماء محمص عند (600°C) في وعاء حجمه (5 m^3). فاذا كانت كتلة البخار (120 kg), اوجد قيمة الضغط في الوعاء باستخدام:

(أ) معادلة الغاز المثالي

(ب) معادلة فان دروالز

MW = 18, a = 1.703, b = 0.00169

ناقش النتائج.

Discuss the results.

Chapter 3

Work and Heat

الفصل الثالث

الشغل والحرارة

Learning Objectives of Chapter 3

- Explain the concept of mechanical energy and mechanical work.
- Discuss transfer of energy by work.
- Understand and develop a relationship for moving boundary work.
- Evaluate work for different quasi-equilibrium processes.
- Introduce an overview about reversible and irreversible processes.
- Discuss different types of work.
- Distinguish heat from thermal energy.
- Evaluate heat transferred from a system to surroundings.
- Define specific heat, latent heat and efficiency.

اهداف دراسة الفصل الثالث

- شرح مفهوم الطاقة الميكانيكية والشغل الميكانيكي.
- مناقشة انتقال الطاقة بواسطة الشغل.
- ادراك معنى شغل التخم المتحرك واشتقاق معادلة لتقيمه.
- تقييم الشغل لعمليات شبه توازنية مختلفة.
- تقديم نبذة عن العمليات الانعكاسية والعمليات غير الانعكاسية.
- مناقشة الانواع المختلفة من الشغل.
- التميز بين الحرارة والطاقة الحرارية.
- تقييم الحرارة المنتقلة من المنظومة الى محيطها.
- تعريف الحرارة النوعية والحرارة الكامنة والكفاءة.

We discussed in chapter 2 the concept of phase change and defined the working fluid of thermodynamic processes; the ideal gas model and relevant gas processes were also introduced. The various forms of energy were explained in chapter 1, so we focus our attention in this chapter on mechanical energy, work transfer and heat transfer from thermodynamic systems to the surroundings. We start with the discussion of mechanical energy and work and move on to energy transfer by work. After that, the moving boundary work and other forms of work are explained. Then we discuss thermal energy and heat transfer from or to a system, and finally define specific heat, heat capacity and efficiency.

ناقشنا في الفصل الثاني مفهوم تغيير الطور وتعرفنا على مائع التشغيل للعمليات الثرموديناميكية, كما قدمنا نموذج الغاز المثالي وعمليات الغاز ذات الصلة. وكنا قد شرحنا الأشكال المختلفة للطاقة في الفصل الاول, لذلك نركز اهتمامنا في هذا الفصل على الطاقة الميكانيكية وانتقال الشغل وعلى انتقال الحرارة من المنظومات الثرموديناميكية إلى محيطها. سنبدأ بمناقشة الطاقة الميكانيكية والشغل ونتناول انتقال الطاقة بواسطة الشغل. بعد ذلك, نشرح معنى شغل التخم المتحرك ونوضح انواع الشغل الأخرى, ثم نتطرق الى الطاقة الحرارية وانتقال الحرارة من أو إلى المنظومة, وأخيراً نضع تعريفات لكل من الحرارة النوعية والسعة الحرارية والكفاءة.

3.1 Mechanical Energy

In chapter 1, we explained some forms of energy including internal, kinetic and potential energy. There are of course other types of energy such as the chemical, nuclear, wind, solar, mechanical and thermal etc...We know that nuclear, wind and solar energies are more concerned with the generation of electrical power. However, work and thermal energy (heat) are both associated with the transfer of energy across the boundary of a closed thermodynamic system, which will be considered later.

Mechanical energy can be produced by machines such as fans, pumps, windmills and turbines. The energy here is obtained as a result of elevation difference or the change of flow rate of a fluid; in other words, the complete conversion of potential or kinetic energy to **mechanical work**. Thus, we may define mechanical energy as *the form of energy that can be converted to mechanical work perfectly*, that is, the direct production of work by ideal-mechanical devices. This is in contrast to the conversion of nuclear, chemical or thermal energy to mechanical energy, because each of these processes is accompanied by friction and heat losses. For example the combustion of fuel to run an automobile is conversion of chemical energy to mechanical work plus heat and friction. Hence, the efficiency of conversion of such processes varies from one system to another depending on friction and heat loss to the surrounding.

3.1 الطاقة الميكانيكية

كنا قد وضحنا في الفصل الاول بعض اشكال الطاقة بما في ذلك الطاقة الداخلية والطاقة الحركية والطاقة الكامنة. وبطبيعة الحال هناك أنواع أخرى من الطاقة مثل الطاقة الكيميائية والطاقة النووية وطاقة الرياح والطاقة الشمسية والطاقة الميكانيكية والطاقة الحرارية والى ما ذلك. والمعلوم ان الطاقة النووية وطاقة الرياح والطاقة الشمسية مرتبطة بتوليد الطاقة الكهربائية, بينما يرتبط كل من الشغل والطاقة الحرارية (الحرارة) بموضوع نقل الطاقة عبر حدود المنظومات الثرموديناميكية المغلقة, والتي سنتطرق لمناقشتهما لاحقاً.

يمكن انتاج **الطاقة الميكانيكية** بواسطة اجهزة مثل المراوح والمضخات وطواحين الرياح والتوربينات. ويتم انتاج الطاقة هنا نتيجة الفرق في الارتفاع او بسبب التغير في معدل جريان المائع. وبمعنى اخر, نتيجة التحويل التام للطاقة الكامنة او الطاقة الحركية الى **شغل ميكانيكي**. اذن يمكننا تعريف الطاقة الميكانيكية على انها *احد انواع الطاقة التي يمكن تحويلها الى شغل ميكانيكي بشكل تام*. اي توليد مباشر للشغل بواسطة أجهزة ميكانيكية مثالية. وهذا على عكس تحويل الطاقة النووية أو الكيميائية أو الحرارية إلى طاقة ميكانيكية, اذ يصطحب كل من هذه العمليات مفقودات بسبب الاحتكاك وتسرب الحرارة لى المحيط. فعلى سبيل المثال, ينتج عن احتراق وقود السيارة تحويل الطاقة الكيميائية إلى شغل ميكانيكي زائدا مفقودات الاحتكاك والحرارة. ولذلك فإن كفاءة التحويل لمثل هذه العمليات تختلف من نظام إلى آخر, لأنها تعتمد على مقدار الاحتكاك وعلى كمية الحرارة المفقودة الى المحيط .

3.2 Energy Transfer by Work

Work W (J) *is defined as the force F in (N) acting through a distance x in (m).*

3.2 انتقال الطاقة بواسطة الشغل

يُعرّف **الشغل** (W) بوحدات الجول (J) *على انه القوة (F) بوحدات النيوتن (N) المؤثرة على امتداد المسافة (x) بوحدات المتر (m).*

$$W = F.x$$

However, if the force is not constant; it varies with x according to the type of process; work should be defined in the integral form as

اما اذا كانت القوة غير ثابتة, بحيث يتغير مقدارها مع المسافة (x) وفقًا لنوع العملية التي تولدها, فيجب تعريف الشغل بالصيغة التكاملية التالية

$$W = \int_1^2 F.\,dx \qquad (3.1)$$

It is clear that work is related to motion, and therefore mechanical energy must cross the boundary of the system to produce effective work. This is actually what is known as **energy transfer by work**. In thermodynamics, work transfer occurs between the system and its surroundings. As work is a directional quantity, a **sign convention** should be adopted. Accordingly, the *work done by the system is considered positive (+W) and works done on the system is negative (-W).*

من الواضح أن الشغل مرتبط بالحركة, وبالتالي فإن إنتاج الشغل الفعال يتطلب عبور الطاقة الميكانيكية لتخم المنظومة. وهذا هو في الواقع ما يُعرف **بإنتقال الطاقة بواسطة الشغل**. وفي مجال علم ديناميك الحرارة يحدث انتقال الشغل بين المنظومة ومحيطها. وبما ان الشغل كمية اتجاهية لذا ينبغي اعتماد **الإشارات الاتجاهية**. وفي هذا السياق, *يُعتبر الشغل الذي تنجزه المنظومة موجباً (+W), ويكون الشغل المنجز على المنظومة سالباً (-W).*

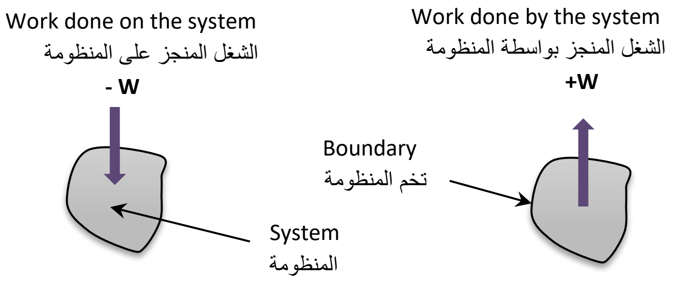


Figure 3.1 Work interactions with the thermodynamic system

الشكل 3.1 علاقة الشغل بالمنظومة الثرموديناميكية

For example, work done by compressing a quantity of gas in a Piston-cylinder device is considered negative, because it is done on the system. On the other hand, in the case of expansion of the gas inside the cylinder, the work is considered positive; this is because the piston thrust upwards generates work by the system. The work done per unit time is called **power**: it has the units of Watt (W). Since work is associated with the type of process and not with state of the system, it is therefore considered path dependent.

على سبيل المثال, يُعد الشغل المنجز لرفع ضغط كمية من الغاز في جهاز أسطوانة ومكبس سالبًا, وذلك لانه شغل مُنجزعلى المنظومة. من ناحية أخرى, في حالة تمدد الغاز داخل ألاسطوانة يكون الشغل موجبًا بسبب اندفاع المكبس الى الأعلى وتوليد الشغل بواسطة المنظومة اي الغاز. ويدعى الشغل المنجز لكل وحدة زمنية **القدرة**, وحداتها الواط (W). ونظراً لارتباط الشغل بنوع العملية الثرموديناميكية وليس بحالة المنظومة, لذا يكون تقييمه معتمداً على مسار العملية.

Unlike, **point functions**, the path dependent quantities have **inexact differentials** denoted by δ instead of d. Thermodynamic properties such as temperature and volume are point functions and therefore have exact differentials. Hence, the differential of the property volume is dV, while the differential off work is represented by δW. Exact differentials can be integrated from between two points, or in this case between two states 1 and 2, thus the total volume change ΔV is given by

وبخلاف **الدوال النقطية** (الدوال في موقع او نقطة معينة), فإن الكميات المعتمدة على مسار العملية لها **تفاضلات غير دقيقة**, حيث يُشار إليها بـالرمز (δ) بدلاً من (d). وإن الخواص الثرموديناميكية كدرجة الحرارة والحجم هي دوال نقطية, لذا تكون تفاضلاتها دقيقة. ولهذا يصبح رمز الفرق التفاضلي للحجم (dV) بينما يتخذ تفاضل الشغل الرمز (δW). ويمكن مكاملة الدوال الدقيقة بين نقطتين, أو في هذا السياق بين حالتين (1) و (2), ولذلك يُعطى التغييرالكلي في الحجم (ΔV) من المعادلة التالية

$$\Delta V = \int_1^2 dV = V_2 - V_1$$

Integrating differential work δW does not give $(W_2 - W_1)$, because work is independent of state. The total work done during a process (1-2) is expressed as

تجدر الملاحظة أن جراء التكامل للشغل التفاضلي (δW) لا يعطي النتيجة $(W_1 - W_2)$, لان الشغل لايعتمد على الحالة الابتدائية والحالة النهائية للعملية بل على مسارها, لذا يكتب الشغل الكلي المنجز خلال عملية محددة بين الحالتين 1 و 2 بالصيغة

$$\int_1^2 \delta W = W_{12}$$

The total work W_{12} can be evaluated by assuming that the process (1-2) is slow, and it is a **quasi-equilibrium process**, thus the system goes through many equilibrium states and therefore addition or integration of the differential amounts is possible.

ويمكن تقييم الشغل الكلي (W_{12}) بافتراض ان العملية 1-2 بطيئة وانها **عملية شبه - توازنية**, وبالتالي تمر المنظومة بالعديد من حالات التوازن فيصبح جمع او مكاملة المقادير التفاضلية ممكناً.

3.3 Moving Boundary Work

3.3 الشغل الناجم عن التخم المتحرك

Let us consider the system in Fig. 3.2, which is a typical arrangement of a moving boundary. Here we have a quantity of a gas being compressed slowly inside a cylinder of cross section area A. If the compression is slow enough to be a quasi-equilibrium process, the work done on the gas can be evaluated as follows

دعونا ننظر في المنظومة المبينة في الشكل (3.2) التي تمثل ترتيباً نموذجياً للتخم المتحرك. وهنا لدينا عملية انضغاط بطيئة لكمية من الغاز داخل أسطوانة مساحة مقطعها (A). فإذا كان الانضغاط بطيئًا بدرجة كافية لتكون العملية عملية شبه توازنية, فيمكن تقييم الشغل المنجز على الغاز على النحو التالي

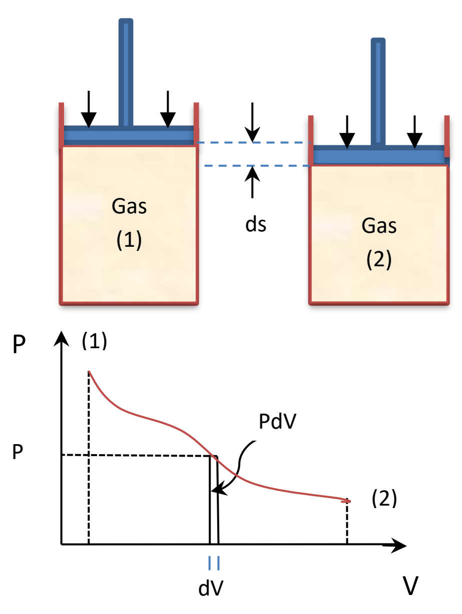


Figure 3.2 Work done inside a cylinder

الشكل 3.2 الشغل المنجز في داخل الاسطوانة

$$\delta W = P\,A\,ds \quad , \quad A\,ds = dV$$

$$\delta W = P\,dV$$

$$W_{1\text{-}2} = \int_1^2 P\,dV \qquad (3.2)$$

where s is the displacement of the piston.

The formulation of work in equation 3.2 is based on the following assumptions

- Quasi-equilibrium – frictionless process
- There are no external effects such as gravity, magnetic or electric field
- The pressure is uniform throughout the cylinder

In Fig. 3.2, the P-V plot for the compression from state (1) to state (2) is also depicted.

يمثل الرمز (s) مسافة ازاحة المكبس.

تعتمد صياغة الشغل في المعادلة (3.2) على الافتراضات التالية

- العملية هي عملية شبه توازنية - خالية من الاحتكاك
- عدم وجود تأثيرات خارجية مثل الجاذبية والمجال الكهربائي او المجال الغناطيسي
- يكون الضغط منتظماً في جميع انحاء الاسطوانة

وفي الشكل (3.2), رُسم ايضاً مخطط الانضغاط (P-V) من الحالة (1) الى الحالة (2).

As we mentioned earlier, work is path dependent and this is also evident in the P-V plot. Thus it is imperative to define the path of the process from the initial to the final state to perform the integration of equation 3.2. To define the path, we need to know the type of compression that the process follows, is it constant temperature, constant entropy or adiabatic etc...

وكما ذكرنا سابقًا, ان تقدير الشغل يعتمد على مسار العملية, وهذا واضح ايضاً في مخطط (P-V). ووفقاً لذلك يجب تحديد مسار العملية من الحالة الابتدائية الى الحالة النهائية لغرض مكاملة المعادلة (3.2). ولتحديد المسار, ينبغي معرفة نوع عملية الانضغاط, فهل هي عملية بثبوت درجة حرارة, او عملية بثبوت الإنتروبي, أم أنها عملية بدون تبادل حراري إلخ ...

3.4 Evaluation of Work

3.4 تقييم الشغل

To estimate the total work, we will integrate equation 3.2 for Isothermal, isentropic and polytropic processes. The compression or expansion to generate work is assumed to be quasi-static (quasi-equilibrium).

لايجاد مقدار الشغل الكلي, نكامل المعادلة (3.2) للعمليات الايسوثرمية والايسنتروبية والبوليتروبية, وسنفترض ان عمليات الانضغاط او التمدد لتوليد الشغل هي عمليات شبه توازنية.

3.4.1 Isothermal Work

3.4.1 الشغل الايسوثرمي

The isothermal process for an ideal gas is expressed by equation 2.9, which can be written as (P V = C), C is a constant. Substituting in equation 3.2, we obtain

يمكننا تمثيل العملية الايسوثرمية (العملية بثبوت درجة الحرارة) بالمعادلة (2.9) والتي يمكن كتابتها بالصيغة (P V = C), حيث ان (C) هو مقدار ثابت. وبالتعويض في المعادلة (3.2) نحصل على

$$W_{1\text{-}2} = \int_1^2 P\, dV \qquad \text{(Eq. 3.2)}$$

For isothermal condition, وبثبوت درجة الحرارة

$$P V = C \quad , P = C/V$$

$$W_{1\text{-}2} = \int_1^2 (C/V)\, dV$$

$$W_{1\text{-}2} = C \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}$$

P, P_1, P_2, V, V_1, V_2

Striped area $=W_{12}$

الساحة المخططة = الشغل

$$C = P_1 V_1 = P_2 V_2,$$

Substituting C وبالتعويض عن المقدار الثابت

$$W_{1\text{-}2\ (isothermal)} = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} \qquad (3.3)$$

3.4.2 Isentropic Work

An isentropic compression or expansion of an ideal gas follows equation 2.12. Substitution in equation 3.2 gives,

3.4.2 الشغل الايسنتروبي

يتبع الانضغاط او التمدد الايتستروبي للغاز المثالي المعادلة (2.12) (ايسنتروبي تعني ثبوت الانتروبي). وبالتعويض في المعادلة (3.2) ينتج,

$$W_{1\text{-}2} = \int_1^2 P\,dV$$

For isentropic change, وللعملية الايسنتروبية,

$$PV^{\gamma} = C \qquad \text{(Eqn. 2.12)}$$

$$W_{1\text{-}2} = \int_1^2 \left(\frac{C}{V^{\gamma}}\right) dV = \int_1^2 (P_1\, V_1^{\gamma}/V^{\gamma})\, dV$$

Integration yields وباجراء التكامل ينتج

$$W_{1\text{-}2(\text{Isentropic})} = \frac{P_1V_1 - P_2V_2}{\gamma - 1} \qquad (3.4)$$

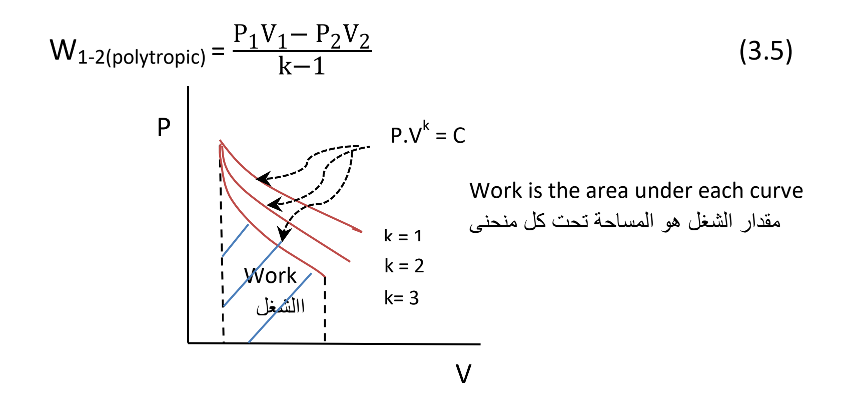
3.4.3 Polytropic Work

Following similar steps the isentropic work, we arrive at

3.4.3 الشغل البوليتروبي

بإتباع خطوات مماثلة لتقييم الشغل الايسنتروبي نتوصل الى

$$W_{1\text{-}2(\text{polytropic})} = \frac{P_1V_1 - P_2V_2}{k - 1} \qquad (3.5)$$



Example 3.1

0.1 m^3 of a gas was compressed from the initial conditions 25 °C and 120 kPa to a final pressure of 1.2 MPa. Assuming quasi-equilibrium processes, determine the work done for the following processes,

المثال 3.1

اذا ضُغطت كمية من الغاز حجمها ($0.1\ m^3$) من الظروف الابتدائية (25 °C) و (120 Pa) إلى الضغط النهائي (1.2 MPa). حدد مقدار الشغل المنجز للعمليات التالية مفترضاً بأن العمليات شبه توازنية,

a. Isothermal Process
b. Polytropic Process

أ. عملية ايسوثرمية (اي بثبوت درجة الحرارة)
ب. عملية بوليتروبية

$$k = 1.2\ ,\ R = 0.285\ kJ/kgK\ ,\ C_P = 1.005\ kJ/kgK$$

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$P_1 = 120\ kPa,\ V_1 = 0.1 m^3,\ T_1 = 25 + 273 = 298\ K,\ P_2 = 1.2\ MPa$$

Assumptions

- Quasi-equilibrium processes for the pressure change
- Ideal gas behavior

الافتراضات

- عمليات تغيرالضغط شبه توازنية
- يسلك الغاز سلوكاً مثالياً

Find

اوجد

W_{12} for the above mentioned processes

(W_{12}) للعمليات المذكورة في اعلاه

a. We use the integrated form of equation 3.2 for the isothermal process,

أ. نكامل المعادلة (3.2) للعملية الايسوثرمية (بثبوت درجة الحرارة),

$$W_{1\text{-}2} = \int_1^2 P\, dV \qquad \text{(Eq. 3.2)}$$

For isothermal process : للعملية الايسوثرمية:

$$W_{1\text{-}2\ (isothermal)} = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} \qquad \text{(Eqn. 3.3)}$$

To find V_2, we use the isothermal relation P V = C or

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

Substituting the known values, نعوض القيم المعلومة في المعادلة اعلاه,

$$120 \times 10^3 \times 0.1 = 1.2 \times 10^6 \times V_2$$

$$V_2 = 0.01\ m^3$$

$$W_{1\text{-}2\ (isothermal)} = 120 \times 10^3 \times 0.1 \times \ln \frac{0.01}{0.1}$$

$$W_{1\text{-}2\ (isothermal)} = -\ 82893\ J = \underline{-\ 82.893\ kJ}$$

The negative sign indicates that the work is done on the system.

تشير العلامة السالبة إلى أن الشغل هو شغل مُنجزعلى المنظومة.

b. For poly tropic compression, we use the integrated form of equation 3.2 which is equation 3.5,

ب. بالنسبة للانضغاط البوليتروبي, نستخدم الصيغة المُكاملة للمعادلة (3.2) وهي المعادلة (3.5),

$$W_{1\text{-}2(polytropic)} = \frac{P_1V_1 - P_2V_2}{k-1} \qquad \text{(Eqn. 3.5)}$$

To find V_2, we use equation 2.14

$$P_1V_1^k = P_2\,V_2^k \qquad \text{(Eqn. 2.14)}$$

$120 \times 10^3 \times 0.1^{1.2} = 1.2 \times 10^6 \times (V_2)^{1.2}$

$V_2 = 0.01467\ m^3$

Substituting in equation 3.5,

$W_{12} = [(120 \times 10^3 \times 0.1) - (1.2 \times 10^6 \times 0.0167)]/(1.2 - 1)$

$W_{12} = -28020\ J = \underline{-28.020\ kJ}$

Comments

- In both processes, the compression obviously requires work to be done on the gas. The negative sign before the answer is in agreement with the sign convention that the work done on the system is negative.
- The isothermal process produces greater amount of work than the polytropic process and therefore it is more efficient.
- If the isentropic work is required, equation 3.4 is applied. The value of γ is determined by equation 2.13.

الملاحظات

- من الواضح في كلتا العمليتين بأن الانضغاط يتطلب انجاز الشغل على الغاز, وان الإشارة السالبة قبل الإجابة تتفق مع اشارة الاتجاه التي تشيرالى أن الشغل المنجز على المنظومة يكون سالباً.
- تولد العملية الايسوثرمية قدرًا من الشغل أكبر من العملية البوليتروبية وبالتالي فهي أكثر كفاءة.
- اذا كان المطلوب هو ايجاد مقدار الشغل الايسنتروبي, تُطبق المعادلة (3.4), حيث يتم تحديد قيمة (γ) باستخدام المعادلة (2.13).

Example 3.2

A quantity of air is heated at constant pressure in a piston-cylinder arrangement. If the initial volume is 1.5 m^3 and the pressure is 250 kPa, evaluate the work done due to the expansion of the gas to 2.75 m^3.

المثال 3.2

تُسَخن كمية من الهواء تحت تأثير ضغط ثابت في منظومة أسطوانة ومكبس. فإذا كان الحجم الابتدائي (1.5 m^3) عند الضغط (250 kPa), حدد مقدارالشغل المنجز بسبب تمدد الغاز إلى حجم مقداره (2.75 m^3).

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$V_1 = 1.5\ m^3,\ P = 250\ kPa,\ V_2 = 2.75\ m^3$$

Assumptions

- Quasi-equilibrium expansion of the air
- Air is an ideal gas

الافتراضات

- عملية التمدد عملية شبه توازنية
- الهواء غاز مثالي

Find

The work done for the constant pressure expansion of air

اوجد

الشغل المنجز لعمية تمدد الهواء تحت تأثيرالضغط الثابت

Analysis

To calculate the work, we integrate equation 3.2 at constant pressure,

التحليلات

لحساب الشغل, نكامل المعادلة (3.2) بثبوت الضغط,

$$W_{1\text{-}2} = \int_1^2 P\,dV \qquad \text{(Eq. 3.2)}$$

$$W_{1\text{-}2} = P\,(V_2 - V_1)$$

Substituting, وبالتعويض,

$$W_{1\text{-}2} = 250 \times 100\ (2.75 - 1.50)$$

$$W_{1\text{-}2} = 31250\ J = \underline{31.25\ kJ}$$

Comments

The calculated work W_{12} is positive indicating that the work is done by the system.

الملاحظات

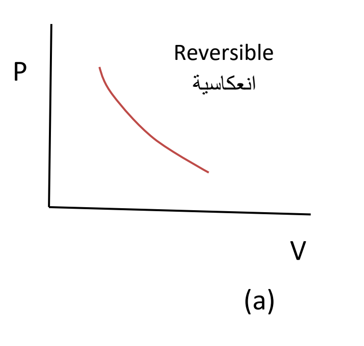
الشغل المحسوب (W_{12}) هو شغل منجز بواسطة المنظومة لأنه يحمل اشارة موجبة.

3.5 Reversible and Irreversible Processes

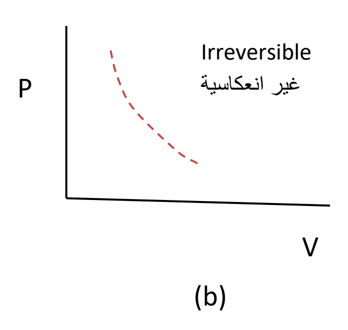
3.5 العمليات الانعكاسية والعمليات غير الانعكاسية

A **reversible process** *is one that can be returned to its initial state without inflecting any effect on the system or the surroundings*. As there is no friction involved in a reversible process, therefore it is the same as the quasi-equilibrium process. The state during such a process can be located at any instant by a point on the **change of state diagram**. For example the P-V diagram for a reversible expansion of a gas is a solid line indicating that the gas goes through a continuous series of equilibrium states; see Fig 3.3 (a)

العملية الانعكاسية هي *العملية التي يمكن اعادتها الى الحالة الابتدائية دون التأثير على المنظومة اوعلى محيطها*. ونظراً لعدم وجود احتكاك اثناء العملية الانعكاسية لذا هي نفس العملية شبه التوازنية. ويمكننا تحديد موقع حالة المنظومة اثناء هذه العملية في أي لحظة كانت بنقطة على **مخطط تغير الحالة**. على سبيل المثال, مخطط (P-V) للتمدد الانعكاسي لغاز معين هو خط متصل يشير إلى أن الغاز يمر عبر سلسلة متصلة من حالات التوازن؛ انظر الشكل ((3.3 (a)



(a)



(b)

Figure 3.3 Reversible and Irreversible processes

الشكل 3.3 العملية الانعكاسية والعملية غير الانعكاسية

In practice, reversible processes are difficult to achieve unless the following conditions are met

- No friction occurs during the process.
- The pressure difference between the system and surroundings should be infinitesimally small to ensure that the process is extremely slow.
- Heat transfer is very slow due to the infinitesimal temperature difference between the system and the surroundings.

ومن الناحية العملية, يصعب تحقيق العمليات الانعكاسية ما لم يتم استيفاء الشروط التالية

- عدم حدوث احتكاك أثناء العملية.
- يجب أن يكون فرق الضغط بين المنظومة ومحيطها متناهي الصغر لضمان أن تكون العملية بطيئة للغاية.
- يكون انتقال الحرارة بطيء جداً بسبب وجود اختلاف متناهي الصغر في درجات الحرارة بين المنظومة ومحيطها.

Processes in a piston and cylinder device, such as the slow expansion of a gas, may be thought of as approaching reversibly. Thus, the work done referred to earlier in section 3.4 is actually **reversible work**.

يمكن اعتبار العمليات التي تحصل في جهاز المكبس والأسطوانة, مثل تمدد الغاز البطيء, عمليات تقترب من الانعكاسية. وعليه, فان الشغل المنجزالمشار له في البند (3.4) هو في الواقع **شغل انعكاسي**.

Irreversible processes are realistic and more commonly occurring. Actually, all processes that happen in nature are irreversible. In practice, friction and heat losses accompany mechanical processes in rotary machinery. Thus, these processes cannot be assumed quasi-equilibrium and are irreversible. They are represented by dotted lines as shown in Fig. 3.3 (b). The plot indicates that the intermediate states between the initial and final states of irreversible processes can't be specified.

تُعد **العمليات غير الانعكاسية** او **اللا انعكاسية** أكثر واقعية وشيوعاً. وفي واقع الحال, ان جميع العمليات التي تحدث في الطبيعة هي عمليات غير انعكاسية. ومن الناحية العملية, يرافق العمليات الميكانيكية احتكاك ومفقودات حرارية, كما يحصل في جميع الآلات الدوارة. فلا يمكن افتراض هذه العمليات عمليات شبه توازنية, لذا انها عمليات غير انعكاسية يتم تمثيلها بخطوط منقطة كما هو موضح في الشكل ((b) 3.3). و يشيرهذا الخط المنقط الى انه من غير الممكن تحديد الحالات الوسطية بين الحالتين الابتدائية والنهائية للعمليات غير الانعكاسية.

3.6 Other Forms of Work

3.6 انواع الشغل الاخرى

In addition to the forms of mechanical work that depend on the force acting through the displacement of the body, there are several types of work, including magnetic and electrical work. There are also other familiar types of mechanical work such as **shaft work**, **spring work** and the work caused by fluid flow known as **flow work**. We will deal with some important forms of work, and leave the other forms to the reader to investigate.

بالاضافة الى اشكال الشغل الميكانيكي التي تعتمد على القوة المؤثرة في ازاحة الجسم, هناك عدة أنواع من الشغل بما في ذلك الشغل المغناطيسي والكهربائي. كما توجد انواع شائعة اخرى من الشغل الميكانيكي مثل **شغل عمود الدوران** و**شغل النابض (او شغل الزنبرك)** وكذلك الشغل الناجم عن جريان المائع المسمى **شغل الجريان**. سنتطرق هنا الى بعض اشكال الشغل المهمة ونترك ألاشكال االأخرى للقارئ للنظر فيها.

3.6.1 Electrical Work

3.6.1 الشغل الكهربائي

The movement of electrons in an electric field driven by electromotive forces generates work called **electric work**. For an electric current I (amperes) moving in a wire through a potential difference **V** (volts), the **electric power** E_p, which is the work done per unit time, is expressed in Watts as follows

تولد حركة الإلكترونات التي يسببها وجود القوى الدافعة الكهربائية في المجال الكهربائي شغلاً يسمى **الشغل الكهربائي**. فعندما يسري تيار كهربائي (I) بوحدات الامبير في سلك معين بسبب وجود فرق جهد مقداره **(V)** بوحدات الفولت, يمكننا صياغة معادلة **القدرة الكهربائية** المتولدة (E_p), وهي الشغل المنجز لكل وحدة زمنية بوحدات الواط, على النحو التالي

$$E_p = I\,\mathbf{V}$$

$$E_P = I.\mathbf{V} = \frac{\partial W}{\partial t} \qquad (3.6)$$

The electrical work W_E (J), done during a time interval Δt in s, is given by performing integration for constant I and **V** as follows

يُعطى الشغل الكهربائي (W_E) بوحدات (J) المنجزخلال فترة زمنية قدرها (Δt) بوحدات (s), من خلال اجراء التكامل بثبوت كل من (I) و (**V**) كما يلي

$$W_E = \int_1^2 I\,\mathbf{V}\,dt$$

$$W_E = I\,V\,\Delta t \qquad (3.7)$$

3.6.2 Shaft Work

3.6.2 شغل عمود الدوران

For a shaft in a rotating machine, the force is determined by dividing the **torque** **T** by the radius of the shaft r. The **displacement** s is then defined through the circumference of the shaft and the number of revolutions N. the shaft work W_S is expressed as

يتم تقييم القوة الناجمة عن عمود الدواران لأي آلة دوارة عن طريق قسمة **عزم الدوران** (**T**) على نصف قطر العمود (r), ثم تُحدد **الازاحة** (s) من من حاصل ضرب محيط عمود الدوران بعدد الدورات (N). وعليه يمكن صياغة معادلة شغل عمود الدوران (W_S) بالصيغة

Work = Force x Displacement , الشغل = القوة x الازاحة

$$W_S = F\,.\,s$$

$$W_S = (\mathbf{T}/r)\,.\,2\pi\,r\,N$$

$$W_S = 2\pi\,N\,\mathbf{T} \qquad (3.8)$$

For a rotating shaft, the power $W_{p,sh}$ in terms of revolutions per minute (RPM) is

وتُكتب معادلة ايجاد القدرة ($W_{p,sh}$) لعمود الدوارن بدلالة عدد الدورات في الدقيقة (RPM) كما يلي

$$W_{p,sh} = 2\pi\,r\,(RPM/60)\,\mathbf{T} \qquad (3.9)$$

The units of shaft power $W_{p,sh}$ in equation 3.9 are watts (W).

تتخذ القدرة لعمود الدوران ($W_{P,sh}$) في المعادلة (3.9) وحدات الواط (W).

3.6.3 Flow Work

Flow work is considered as a characteristic of open systems. The energy is transferred across the boundary of the system by the pressurised flowing fluid. The fluid is usually pressurised by a pump a fan or a **compressor**. The flow work is defined as the *energy required for pushing a mass of a fluid through a **control volume** to maintain a continuous flow*. The control volume is an arbitrary region in space that can be selected and fixed by an imaginary **control surface**; It can be **infinitesimal** or finite as required. In thermodynamics, the control volume is a useful tool to analyse the flow of mass and energy through devices located within the boundary of the system. Good examples of **finite** control volume are pumps, turbines, nozzles, and condensers in power plants.

Let us consider a control volume of a liquid passing through an industrial device, as shown in Fig. 3.4.

3.6.3 شغل الجريان

يٌعد الشغل الناجم عن الجريان او **شغل الجريان** سمة من سمات الأنظمة المفتوحة, حيث تنتقل الطاقة عبر تخم المنظومة بواسطة المائع الجاري المضغوط؛ وعادة ما يتم رفع ضغط المائع بواسطة مضخة أو مروحة أو جهاز **ضاغط**. يعرَّف شغل الجريان على أنه *الطاقة اللازمة لدفع كتلة من السائل عبر **حجم التحكم** للحفاظ على استمرارية الجريان*. وحجم التحكم هو منطقة افتراضية في الفضاء يمكن تحديدها وتثبيتها بواسطة **سطح التحكم**, وقد يكون حجم التحكم **متناهي الصغر** أو ذو حجم محدد حسب متطلبات التحليلات. وفي مجال ديناميك الحرارة, يُعد حجم التحكم أداة مفيدة لتحليل تدفق الكتلة والطاقة من خلال الأجهزة الموجودة ضمن اتخم المنظومة. ومن الأمثلة الجيدة لحجم التحكم **المحدد** المضخات والتوربينات والفوهات والمكثفات في محطات توليد الطاقة الكهربائية.

دعونا ننظر في حجم تحكم لمنظزمة جريان سائل عبر احد الاجهزة الصناعية, كما هو موضح في الشكل (3.4).

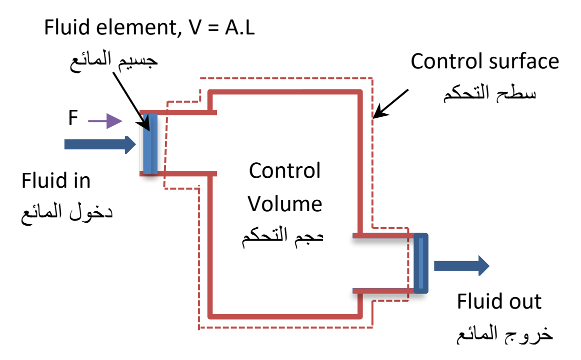


Figure 3.4 Control volume -flow work

الشكل 3.4 حجم التحكم - شغل الجريان

To analyse the flow, we specify an element of fluid with a cross section area (A) and width (L) that enters the control volume. The force acting on the element is denoted F. The force per unit area is the pressure pushing the element into the control volume (P =F/A), thus, the flow work W_{flow} can be expressed as

لاجراء تحليلات الجريان, نحدد جسيماً من السائل مساحة مقطعه العرضي (A) وعرضه (L) يدخل إلى حجم التحكم. ونرمز للقوة المؤثرة فيه (F). وبما ان القوة لكل وحدة مساحة تساوي الضغط الذي يدفع الجسيم إلى داخل حجم التحكم (P = F / A), لذا يمكننا صياغة معادلة شغل الجريان على النحو التالي

$$W_{flow} = F.\ L$$

$$F = P.\ A$$

$$W_{flow} = P.A.L$$

A.L = V (volume of the element حجم الجسيم)

$$W_{flow} = P.V \qquad (3.10)$$

It should be noted that equation 3.10 can also be arrived at by applying the above steps to a fluid element leaving the control volume.
Examples are
Note: There are solved examples after section3.9.

وتجدر الإشارة إلى أنه يمكن ايضاً التوصل إلى المعادلة (3.10) بتطبيق الخطوات المذكورة في أعلاه على جسيم المائع الخارج من حجم التحكم.

ملاحظة: توجد امثلة محلولة بعد الفقرة 3.9.

3.7 Heat &Thermal Energy

Thermal energy includes *the sensible and latent forms of internal energy associated with temperature*. Thermodynamics deals with the transfer of thermal energy between two systems or a system and its surroundings. The flow of thermal energy due temperature difference is known as **heat transfer**. Similar to work, **heat** is not a thermodynamic property; it is a process of transfer between two states defined by different values of temperature. It follows that heat is path dependent and has an inexact differential represented by δQ.

3.7 ألحرارة والطاقة الحرارية

تشمل **الطاقة الحرارية** *شكلي الطاقة الداخلية المحسوسة والكامنة المرتبطة بدرجة الحرارة*. يتخصص علم ديناميك الحرارة بتنتقل الطاقة الحرارية بين منظومتين أو بين المنظومة ومحيطها, حيث يُسمى تدفق الطاقة الحرارية بسبب اختلاف درجة الحرارة **انتقال الحرارة**. وعلى غرار الشغل, **الحرارة** هي ليست خاصية ثرموديناميكية, بل إنها عملية انتقال بين حالتين تحددهما قيم مختلفة لدرجة الحرارة, وعليه تعتمد الحرارة على المسار ولها تفاضل غير دقيق يٌرمز له (δQ).

Accordingly, work transfer and heat transfer are energy exchange between a closed thermodynamic system and the surroundings. That is, both work and heat exist in the form of energy moving across the boundaries of the system. Note that, heat transfer does not occur in an insulated system, and any process that takes place in such system is considered adiabatic.

وفقاً ذلك, فإن انتقال الشغل وانتقال الحرارة هما تبادل للطاقة بين منظومة ثرموديناميكية مغلقة وما يحيط بها, اي ان كل من الشغل والحرارة يتواجدان على شكل طاقة عابرة لتخم المنظومة. وتجدر الملاحظة هنا بأن انتقال حرارة لا يحدث في منظومة معزولة حرارياً, وان أي عملية تحدث في مثل هذه المنظومة تُعتبر عملية اديباتية (عملية بدون تبادل حراري).

The units of heat are Joule (J) or kJ, which is the same as any other form of energy. The heat transfer per unit mass between two specified states is denoted q_{12} in J/kg.

تتخذ الحرارة وحدات الجول (J) او (kJ), وهي نفس وحدات أشكال الطاقة الاخرى. ويرمز إلى انتقال الحرارة لوحدة الكتلة بين حالتين معينتين (q_{12}) بالوحدات (J/kg).

3.7.1 The Evaluation of Heat Transferred

3.7.1 تقييم كمية الحرارة المنتقلة

We know that the work transfer is evaluated by the area under the P-V diagram. Similarly, the heat transferred from one state to another can be estimated from a similar plot. To plot such a diagram, we first need to integrate the product of an **intensive property**, which is in this case the temperature T, and the differential amount of an **extensive property** known as **entropy** denoted S in kJ/K (entropy will be discussed in chapter 6). It follows that, plotting the intensive property T versus the extensive property S, for the change of state 1-2, provides the amount of heat transfer between the two states, as shown in Fig. 3.5. If the thermal energy transfer is assumed to be a quasi-equilibrium process, we can express the integral as

نعلم ان طريقة تقييم انتقال الشغل تتمثل بتقديرالمساحة تحت مخطط (P-V), وبنفس الطريقة نستطيع تقدير الحرارة المنتقلة من حالة الى اخرى باستخدام مخطط مماثل. ولرسم مثل هذا المخطط, نحتاج أولاً إلى مكاملة ناتج ضرب **خاصية مركزة** (او خاصية مكثفة), وهي في هذه الحالة درجة الحرارة (T), وكمية تفاضلية **لخاصية شاملة** تدعى **الانتروبي** او الانتروبيا, رمزها (S) ووحداتها (kJ/K) (سنناقش الانتروبي في الفصل السادس). وبناء على ذلك, فإن رسم مخطط للخاصية المركزة (T) مقابل الخاصية الشاملة (S) لتغير الحالة من 1 الى 2, يعطي مقدار انتقال الحرارة بين الحالتين كما هو موضح في الشكل (3.5). واذا افتراضنا انتقال الطاقة الحرارية عملية شبه توازنية, فيمكننا كتابة المعادلة التكاملية على النحو التالي

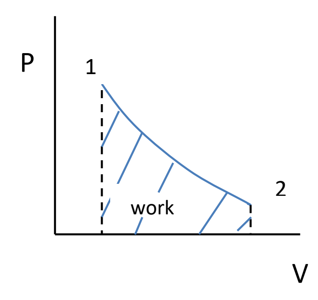
$$Q_{12} = \int_1^2 T\,dS \qquad (3.10)$$

Where Q_{12} is the amount of heat transferred between state 1 and state 2.

To evaluate the integral, a relationship between T and S is required.

حيث يمثل الرمز (Q_{12}) كمية الحرارة المنتقلة بين الحالة 1 والحالة 2.

ولتقييم التكامل, يلزم وجود علاقة تربط بين (T) و (S).



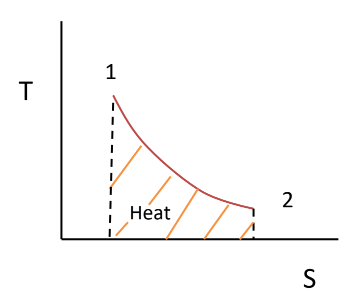


Figure 3.5 Work transfer and Heat transfer as quasi equilibrium processes

الشكل 3.4 انتقال الشغل وانتقال الحرارة كعمليتين شبه توازنية

Heat transfer obviously occurs from a higher temperature to a lower one. Thermal energy is transmitted through fluids and fluids by one of the three methods, conduction, convection or radiation. In this scientific, field known as heat transfer, analyses are performed with the aim of tracking changes in temperature. Contrary to **heat transfer**, thermodynamic analyses of heat flow are independent of time. The **sign convention** for heat transfer from one thermodynamic system to the surroundings states that: *heat gain by the system is positive and heat lost from the system is negative.*

المعلوم أن انتقال الحرارة يحدث من درجة حرارة أعلى إلى درجة حرارة أدنى, وأن الطاقة الحرارية تنتقل عبر الموائع والاجسام الصلبة باحدى الطرائق الثلاث, اما التوصيل أو الحمل الحراري أو الإشعاع. وعادة تُنجز التحليلات في هذا المجال بهدف تتبع التغيرات في درجات الحرارة من خلال علم يعرف **انتقال الحرارة**. وعلى عكس التحليلات في علم انتقال الحرارة, فلا علاقة للزمن بالتحليلات الثرموديناميكية لسريان الحرارة من منظومة إلى آخرى أو من منظومة إلى محيطها. وتنص قاعدة **الاشارة الاتجاهية** لسريان الحرارة من المنظومة الثرموديناميكية الى محيطها على ان *الحرارة الداخلة إلى المنظومة موجبة والحرارة المفقودة منها سالبة.*

3.8 Specific Heats & Latent heat

Specific heat is defined as *the amount of thermal energy required to raise the temperature of a unit mass of a substance by one degree*. The temperature rise can be 1^{o}C or 1^{o}F according to the system of units.

3.8 الحرارة النوعية و الحرارة الكامنة

تُعرّف **الحرارة النوعية** على أنها *كمية الطاقة الحرارية اللازمة لرفع درجة حرارة وحدة الكتلة من المادة بمقدار درجة واحدة*. وقد يكون الارتفاع بدرجة الحرارة درجة مؤية واحدة (1^{o}C) او درجة فهرينهايتية واحدة (1^{o}F) وذلك حسب نظام الوحدات قيد الدراسة.

Specific heat is denoted C, and therefore an equation can be formulated to evaluate specific heat in terms of the amount of heat transferred per unit mass q and the rise in temperature ΔT in K as follows

تتخذ الحرارة النوعية الرمز (C), حيث يمكن صياغة معادلة لتقييمها بدلالة كمية الحرارة المنتقلة لوحدة الكتلة (q) والزيادة بدرجة الحرارة (ΔT) بالوحدات (K) كما يلي

$$C = \frac{q}{\Delta T} \quad (3.11)$$

$$C = \frac{Q}{m.\Delta T} \quad (3.12)$$

Where Q is total heat transfer in J and m is the mass in kg. It follows that the units of the specific heat are J/kgK. There are two kinds of specific heats for gases, the **specific heat at constant volume** C_v and the **specific heat at constant pressure** C_P. Specific heats are expressed in terms of properties; C_P is a function of enthalpy h and temperature while is a function of internal energy (u) and temperature. Hence, the specific heats of gases must be considered as properties that depend on the state of the system. It follows that they are independent of the type of process, as long as the process is carried out at constant volume or at constant pressure.
Note that the specific heats of liquids and solids do not depend on the process at all.

يمثل الرمز (Q) انتقال الحرارة الكلي بوحدات الجول (J) و (m) الكتلة بالكيلوغرام (kg), وعليه تصبح وحدات الحرارة النوعية (J/kgK). وهناك نوعان من الحرارة االنوعية للغازات هما **الحرارة النوعية بثبوت الحجم** (C_v) **والحرارة النوعية بثبوت الضغط** (C_P). تُصاغ معادلات الحرارة النوعية بدلالة بعض الخواص, حيث ان (C_P) دالة للانثالبي النوعية (h) ودرجة الحرارة, بينما (C_v) هي دالة للطاقة الداخلية النوعية (u) ودرجة الحرارة. وعليه, يجب اعتبار الحرارة النوعية للغازات خاصية تعتمد على حالة االمنظومة. أي أنها لا تعتمد على نوع العملية الثرموديناميكية وكيفية انجازها, طالما يتم انجازها بحجم ثابت أو بضغط ثابت. وتجدر الملاحظة ان الحرارة النوعية للسوائل والمواد الصلبة لا تعتمد على نوع العملية اطلاقاً.

Latent heat, L in J/kg, is *the amount of heat gained or lost during phase change of a substance at constant temperature and pressure.* We have discussed phase change of water in chapter 2, hence we will explain the meaning of the **latent heat of vaporization** of water. It is the heat required to vaporise 1 kg of water at a pressure of 1 atm and a temperature of 100^{o}C; Its value under these conditions is (2257 kJ/kg). Note that the latent heat value varies according to the change in pressure and temperature
The Latent heat values are available in literature for phase change processes such as melting sublimation etc...

الحرارة الكامنة, رمزها (L) ووحداتها (J/kg), هي *مقدار الحرارة المكتسبة أو المفقودة أثناء تغيير طور المادة بثبوت كل من درجة الحرارة والضغط.* وقد ناقشنا تغير طور الماء من السائل الى البخار في الفصل الثاني, لهذا سنوضح معنى **الحرارة الكامنة لتبخير** الماء. فهي الحرارة اللازمة لتبخير (1 kg) من الماء عند ضغط (1 atm) ودرجة حرارة (100^{o}C), وقيمتها في هذه الظروف تساوي (2257 kJ/kg). لاحظ أن قيمة الحرارة الكامنة تتغير وفقاً لتغير الضغط ودرجة الحرارة.
تتوفر قيم الحرارة الكامنة لعمليات تغيير طور مثل الانصهار والتسامي الخ... في المصادر العلمية.

3.9 Efficiency

In thermodynamics, the term efficiency is used to indicate the extent to which energy can be converted from one form to another. It may also be used to measure the performance of equipment such as boilers and turbines. Generally speaking, **efficiency** (η) is defined *as the ratio of the desired energy output to the required energy input*.

3.9 الكفاءة

يُستخدم مصطلح الكفاءة في علم ديناميك الحرارة للإشارة إلى مدى امكانية تحويل الطاقة من شكل إلى آخر, ويمكن استخدامه أيضًا لقياس الاداء السليم للمعدات مثل الغلايات والتوربينات. وبشكل عام, تُعرّف **الكفاءة** (η) على أنها نسبة تقسيم *الطاقة المرغوب تحصيلها على الطاقة المبذولة*.

Example 3.3

A fluid is contained in piston and cylinder device with a stirrer inside the cylinder. The piston is frictionless and it is held by atmospheric pressure. As a result of I0,000 revolutions by the stirrer, an average **torque** against the fluid of 1.30 N-m was developed by. If the piston of diameter 0.50 m was pushed out 0.65m, determine the net-work transfer for the system.

المثال 3.3

يُحفظ مائع في جهاز مكبس وأسطوانة مزود بأداة تحريك داخل الاسطوانة, حيث كان المكبس عديم الاحتكاك ومثبت بواسطة الضغط الجوي من الخارج. ونتيجة لدوران اداة التحريك بواقع (I0.000) دورة, فقد تولد متوسط **عزم دوران** مسلط على السائل مقداره (1.30 N-m). فاذا اندفع المكبس مسافة (0.65 m), وكان قطره (0.50 m), اوجد مقدار انتقال الشغل الصافي في المنظومة.

Solution

الحل

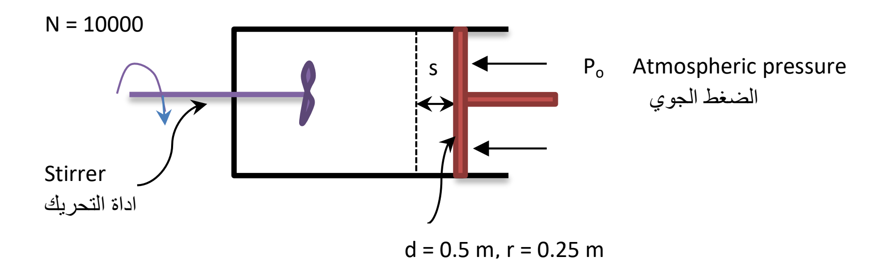
Given **المعلوم**

RPM = 10000, the torque **T** = 1.30 Nm, Piston diameter d = 0.50 m, piston movement, s = 0.65, Atmospheric pressure P_0 = 101.325 kPa.

Find **اوجد**

The net-work transfer W_{net}

انتقال الشغل الصافي (W_{net})



Analysis

التحليلات

The shaft work done by the stirrer on the fluid or on the system W_s is given by equation 3.8,

نحصل على مقدار شغل عمود الدوران المنجز بواسطة اداة التحريك (W_s) من المعادلة (3.8),

$$W_S = 2\pi\, N\, \mathbf{T} \qquad \text{(Eqn. 3.8)}$$

$$W_S = 2\pi \times 10000 \times 1.3 = 81681.4 \text{ J} = 81.814 \text{ kJ}$$

This is negative work because it is done on the system (the fluid),

يكون هذا الشغل سالباً لانه منجز على المنظومة (المائع)

Therefore it is expressed with sign convention as – 81.814 kJ

يكتب الشغل بوجود الاشارة التجاهية بالصيغة (– 81.814 kJ)

The work done by the movement of the piston is

الشغل المنجز بسبب اندفاع المكبس هو

$$W = F.x = (P_o\ A) . s = P_o\, \pi\, r^2\, x$$

$$W = 101.325 \times \pi \times 0.25^2 \times 0.50$$

$W = 9.947$ kJ this is positive work, because it is done by the system

يكون هذا الشغل موجباً لانه منجز بواسطة المنظومة على محيطها

$$W_{net} = W_s + W = -81.814 + 9.947 = \underline{-71.867 \text{ kJ}}$$

Comments

الملاحظات

The negative sign indicates that the net-work transfer is done by the stirrer on the fluid (work done on the system).

تشيرعلامة السالب الى ان انتقال الشغل الصافي هو منجز بواسطة اداة التحريك على المائع (شغل منجز على المنظومة)

Example 3.4

المثال 3.4

The work W_{spring} required to stretch or compress a spring linearly is given by the following relationship

يُكتب الشغل (W_{spring}) اللازم لتمدد او انضغاط نابض معدني خطياً وفقاً للمعادلة التالية

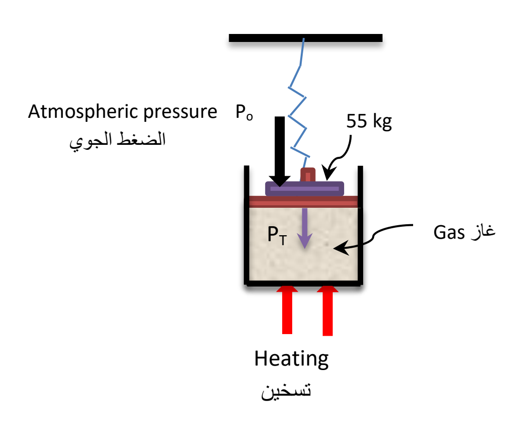
$$W_{spring} = ½\, K\, (x_2^2 – x_1^2) \qquad (3.13)$$

Where K in N/m is the **spring constant** and x_1 and x_2 represent the initial and final displacement of a linear spring from the rest position.

As illustrated in the diagram below, a gas is heated inside the cylinder until the spring attached to the frictionless piston is compressed 65 mm. The spring is initially at rest with mass of 55 kg placed on the piston,

حيث K هو **ثابت النابض** بالوحدات (N/m), بينما يمثل كل من (x_1) و(x_2) الازاحة الأولية والنهائية للنابض من موضع السكون.

يُسخن غاز معين داخل ألاسطوانة حتى ينضغط النابض المتصل بالمكبس عديم الاحتكاك بمقدار (65 mm), كما هو موضح في الشكل ادناه, حيث كان النابض قبل بدء التسخين في حالة سكون مع كتلة مقدارها (55 kg) موضوعة على المكبس,



Calculate the total work done. Given that the diameter of the piston is 12 cm, the spring constant is 2000 N/m and the atmospheric pressure, P_o = 101.325 kPa.

احسب الشغل الكلي, علماً ان قطر المكبس هو (12 cm), وثابت النابض (2000 N/m), ومقدار الضغط الجوي (P_o= 101.325 kPa)

Solution

الحل

Given

المعلوم

x_1 = 0.0, x_2 = 65 mm = 0.065 m, d = 12 cm = 0.12 m, K = 2000 N/m, m = 55 kg, P_o = 101.325 kPa

Find

The total work done

اوجد

الشغل الكلي المنجز

Assumptions

Friction due to the piston movement is negligible.

الافتراضات

يُهمل الاحتكاك الناجم عن حركة المكبس.

Analysis

First, we calculate the total pressure inside the cylinder,

التحليلات

نحسب اولاً الضغط الكلي داخل الأسطوانة,

Total pressure $P_T = P_o$ + Pressure due to weight

الضغط الكلي $(P_T) = (P_o)$ + الضغط الناجم عن الوزن

$$P_T = P_0 + F/A = P_o + (m \cdot g)/A$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2,\ P_o = 101.325 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$A = \pi r^2,\ r = d/2 = 0.06 \text{ m}$$

$$A = \pi \times 0.06^2$$

$$P = 101.325 \times 10^3 + (55 \times 9.81)/(\pi \times 0.06^2) = 149031 \text{ Pa}$$

Total work W_T = work done to raise the piston + work required to compress the spring W_{spring}

الشغل الكلي (W_T) = الشغل المنجز لدفع المكبس الى الاعلى + الشغل اللازم لضغط النابض (W_{spring})

Work done to raise the piston a distance (x = 0.065 m) is:

الشغل المنجز لدفع المكبس الى الاعلى مسافة قدرها (x = 0.065 m) هو:

$$W = F.\ x = (P.A)\ x = (149031 \times \pi \times 0.06^2)\ 0.065$$

$$W = 109.557 \text{ J}$$

$$W_{spring} = ½\ K\ (x_2^2 - x_1^2) \qquad \text{(Eqn. 3.13)}$$ (الشغل اللازم لضغط النايض)

$$W_{spring} = ½\ 2000\ (0.065^2 - 0.00) = 4.225 \text{ J}$$

$$W_T = 109.557 + 4.225 = \underline{113.782 \text{ J}}$$

Comments

الملاحظات

The total work is positive because it is done by the system on the surroundings.

الشغل الكلي يحمل اشارة موجبة لأنه شغل مُنجز بواسطة المنظومة على المحيط.

Example 3.5

المثال 3.5

An electric heating element is used to raise the temperature of 5 kg water from 25°C to 95°C in 15 minutes. If the electric current is 10 amperes, the voltage is 240 volts and the specific heat of water is 4.18 kJ/kgK, evaluate the efficiency of the heating process.

يستخدم مصدر تسخين كهربائي لرفع درجة حرارة (5 kg) من الماء من (25) درجة مئوية إلى (95) درجة مئوية في زمن مقداره (15) دقيقة. فاذا كان التيار الكهربائي يساوي (10) أمبير وفرق الجهد (240) فولت والحرارة النوعية للماء (4.18 kJ/kgK), احسب كفاءة عملية التسخين.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$m = 5$ kg, $T_1 = 25$°C, $T_2 = 95$°C, $t = 15$ min, $I = 10$ amp, $\mathbf{V} = 240$ volt, $C = 4.18$ kJ/kgK

Find

اوجد

The efficiency η

الكفاءة (η)

Analysis

التحليلات

The efficiency is the thermal energy gained by the water divided by the electric energy input.

الكفاءة هنا هي مقدارالطاقة الحرارية التي اكتسبها الماء مقسومة على الطاقة الكهربائية المبذولة.

The electric power consumed = I . **V** = 10 x 240 **=** 2400 W
القدرة الكهربائية المبذولة

The energy gained by the water = m . C ($T_2 – T_1$) = 5 x 4.2 x 10^3 (95 -25) = 1470000 J
الطاقة الحرارية المكتسبة لتسخين الماء

Thermal energy gained per unit time = 1470000/(15 x60) = 1633.33 J/s (w)
الطاقة الممكتسية في وحدة الزمن

Efficiency, η = 1633.33/2400 = 0.68 = 68% (الكفاءة)

Comments

الملاحظات

The shorter the time the more efficient the heating process will be. This can be done by insulating the vessel containing the water.

تزداد كفاءة عملية التسخين مع انخفاض الزمن. ويمكن تحقيق ذلك عن طريق عزل الوعاء الذي يحتوي الماء عزلاً حراريا.

Review Questions and Problems

اسئلة المراجعة والمسائل

g = 9.81 m/s^2, P_o =101.325 kPa, R_o = 8.314 kJ/kg.kmol

3.1 What is the difference between mechanical energy and mechanical work?

3.1 ما الفرق بين الطاقة الميكانيكية والشغل الميكانيكي؟

3.2 What do you understand by work transfer?

3.2 ما المقصود بانتقال الشغل؟

3.3 Explain why the work is dependent on the process path.

3.3 اشرح لماذا يكون الشغل معتمداً على مسار العملية.

3.4 Identify whether the work is done by the system or on the system for: Expansion of hot air inside a piston and cylinder device, pumping of water, rotation of a wind mill, and work done by a gas turbine.

3.4 حدد فيما لو كان الشغل منجزاً بواسطة المنظومة او منجزاً عليها لكل من: تمدد الهواء الساخن داخل جهاز مكون من مكبس واسطوانة, وعملية ضخ الماء, ودوران طاحونة الرياح, والشغل المنجز بواسطة توربين غازي.

3.5 Explain what is meant by sign convention.

3.5 وضح ما المقصود باشارة الاتجاه.

3.6 How do you evaluate the work done by the polytropic expansion of an ideal gas?

3.6 كيف تُقيم الشغل المبذول بواسطة التمدد البوليتروبي للغاز المثالي؟

3.7 What are the assumptions required to evaluate the work done by a piston and cylinder device?

3.7 ما هي الافتراضات المطلوبة لتقييم الشغل الذي ينجزه جهاز المكبس والأسطوانة؟

3.8 How do you calculate the work transmission by the drive shaft of a car?

3.8 كيف تحسب انتقال الشغل بواسطة عمود الإدارة في محرك السيارة؟

3.9 How do you determine the power transmission of a shaft in Watts?

3.9 كيف تقييم انتقال القدرة بوحدات الواط لعمود الدوران؟

3.10 Explain the concept of control volume.

10.3 اشرح مفهوم حجم التحكم.

3.11 How do you determine the flow work of a pump?

3.11 كيف تحسب شغل الجريان في المضخة؟

3.12 Two kilograms of wet steam with quality of 25% is heated to a temperature of 400°C at constant pressure of 200 kPa. Determine the work done by the steam.

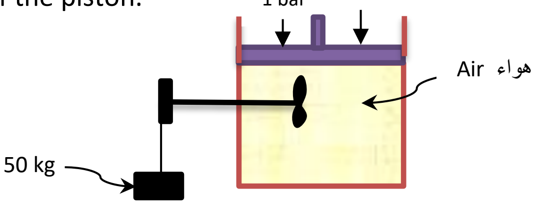
3.12 سُخن كيلوغرامان من بخار الماء الرطب بجودة 25 % الى درجة حرارة (400°C) تحت ضغط ثابت مقداره (200 kPa). اوجد الشغل المنجز بواسطة بخار الماء.

3.13 A gas is contained in a cylinder and piston arrangement. The volume of the cylinder is 2 m^3 at a pressure of 230 kPa. If the pressure is reduced to 120 kPa at constant temperature, evaluate the work done on the piston.

3.13 يملأ غاز معين اسطوانة جهاز المكبس والاسطوانة بضغط مقداره (230 kPa), وكان حجم الاسطوانة ($2\ m^3$). فاذا خُفض الضغط بثبوت درجة الحرارة الى (120 kPa), احسب الشغل المبذول على المكبس.

3.14 Air is contained in a cylinder with a paddle as shown below. A steel mass of 50 kg is attached to rotate the paddle. The mass is allowed to fall 2 m and as a result the volume of the air is increased by 0.001 m^3. Determine the net work done on the surroundings. The pressure on the piston remains constant at 1 bar. Ignore the weight of the piston.

3.14 تحتوي أسطوانة مزودة بآلة تحريك على كمية من الهواء كما هو موضح في الشكل أدناه, ويوجد كتلة فولاذية قدرها (50 kg) مثبتة بآلة التحريك لغرض تدويرها. فاذا سُمح للكتلة بالهبوط (2 m) مما يؤدي الى زيادة بحجم الهواء بمقدار ($0.001\ m^3$), أوجد صافي الشغل المنجز على المحيط. علماً ان الضغط المسلط على المكبس بمقدار (1 bar) يبقى ثابتاً اثناء عملية تمدد الهواء. اهمل تأثير وزن المكبس.



Ans. – 881 J الجواب

3.15 Determine the torque applied to the drive shaft of a vehicle to generate 120 kW of power and a rotation rate of 3700 RPM.

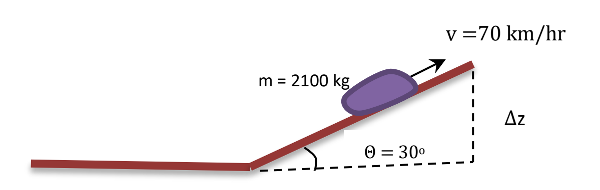
3.15 اوجد قيمة عزم الدوران المسلط على عمود الدوران لسيارة معينة لتوليد (120 kW) من القدرة اضافة الى سرعة دوران قدرها 3700 دورة في الدقيقة.

Ans. 309.7 N.m الجواب

3.16 The extra power required for driving a car at a velocity (v) up a hill with a slope θ, is given by the change of potential energy per unit time (m.g.Δz/Δt). The vertical velocity in this case is given by (Δz/Δt) = (v sin θ).
Determine the extra power required by the engine of a truck to climb a hill at an angle of 30° with the horizontal. The velocity of the truck is 70 km/hr and its mass is 2100 kg.

3.16 نحصل على القدرة الاضافية اللازمة لقيادة سيارة بسرعه (v) الى اعلى مرتفع بزاوية انحدار (θ) من مقدار تغير الطاقة الكامنة لوحدة الزمن (m.g.Δz/Δt), حيث تعطى السرعة بالاتجاه الشاقولي بموجب المعادلة .(Δz/Δt) = (v sin θ)

اوجد القدرة الاضافية التي يتطلبها محرك شاحنة للسير الى اعلى مرتفع له زاوية انحدار (30°) مع الافق. علماً ان سرعة الشاحنة (70 km/hr) وكتلتها (2100 kg).



Ans. 200.282 kW الجواب

3.17 A quantity of air occupies a volume of 0.45 m^3 under a pressure of 40 bar. If the air is expanded to 0.87 m^3, determine the work done for the following processes
a- Isothermal expansion
b- Isentropic expansion according to $PV^\gamma = C$

3.17 تشغل كمية من الهواء حجماً قدره (0.45 m^3) تحت تأثير ضغط (40 bar). فاذا تمدد للهواء الى الحجم (0.87 m^3), احسب الشغل المنجز مفترضاً العمليات التالية
أ- تمدد ايسوثرمي (بثبوت درجة الحرارة)
ب- تمدد ايسنتروبي بموجب المعادلة ($PV^\gamma = C$)

R = 0.287 kJ/kg.K, C_p = 1.00 J/kg.K

Ans. 1186.371 kJ, 1042.626 kJ الجواب

3.18 What do you know about thermal energy?

3.18 ماذا تعرف عن الطاقة الحرارية؟

3.19 What is the difference between heat and heat transfer?

3.19 ماالفرق بين الحرارة وانتقال الحرارة؟

3.20 Explain the method of evaluating heat.

3.20 اشرح طريقة تقييم الحرارة.

3.21 What is the difference between the science of heat transfer and thermodynamics?

3.21 ما هو الفرق بين علم انتقال الحرارة وعلم ديناميك الحرارة؟

3.22 Why is heat a quantity that depends on the path of a thermodynamic process path?

3.22 لماذا تُعد الحرارة على انها كمية تعتمد على مسار العملية الثرموديناميكية؟

3.23 Define heat capacity and specific heat.

3.23 عرّف السعة الحرارية والحرارة النوعية .

3.24 Discuss the concept of latent heat.

3.24 ناقش مفهوم الحرارة الكامنة.

3.25 What is the significance of efficiency in thermodynamics?

3.25 ما هي اهمية الكفاءة في علم ديناميك الحرارة؟

3.26 How do you determine the heat required to raise the temperature of a gas at constant pressure and at constant volume?

3.26 كيف يمكنك تقييم كمية الحرارة اللازمة لرفع درجة حرارة الغاز بثبوت الضغط وكذلك بثبوت الحجم؟

3.27 Water at 20°C is boiled in electric kettle with an electric resistance of 25 ohm. If the efficiency of the heating element is 60%, estimate the time required to boil 0.75 kg of water. Take the current to be 10 ampere and the specific heat of water 1.02 kJ/kg.K.

3.27 يغلي الماء في ابريق كهربائي ذو مقاومة كهربائية قدرها 25 اوم. فاذا كانت كفاءة عنصر التسخين 60%, قدر الزمن اللازم لغلي 0.75 كيلوغرام من الماء درجة حرارته الابتدائية 20 درجة مؤية. علماً ان مقدار التيار الكهربائي يساوي 10 امبير, وقيمة الحرارة النوعية للماء (1.02 kJ/kg.K).

Ans. 40.80 s الجواب

3.28 How do you evaluate the electric work? A piston and cylinder device contains 0.45 m^3 of oxygen at 350 kPa and 25°C. The gas is expanded at constant pressure by heating with an electric element for 6 minutes. If 50% of the heat is lost, determine the electric work done by the oxygen and the final temperature. The current applied is 3 ampere and the voltage 120 volt.

3.28 كيف تُقَيم الشغل الكهربائي؟
جهاز مكبس وأسطوانة يحتوي على (0.45 m^3) من غاز الأُوكسجين تحت تأثير ضغط (350 kPa) ودرجة حرارة (25°C). يتمدد الغازبضغط ثابت عن طريق التسخين بعنصر كهربائي لفترة 6 دقائق. ففي حالة فقدان 50٪ من الحرارة, اوجد مقدار الشغل الكهربائي الذي ينجزه الأُوكسجين وحدد درجة حرارته النهائية. علماً ان مقدار التيار الكهربائي 3 أمبير وفرق الجهد 120 فولت.

$MW_{(Oxygen)} = 32$, $C_p = 0.918$ kJ/kg.K

Ans. 129.60 kJ, 56.261°C الجواب

3.29 A mass of 16 kg of nitrogen is contained in a piston-cylinder arrangement. The gas is heated, by an electric element, from 25°C to 80°C at constant pressure. If the heat loss to

3.29 تحتوي منظومة مكبس واسطوانة على (16 kg) من غاز النايتروجين. سُخن الغاز من (25°C) الى (80°C) بواسطة عنصر كهربائي بثبوت الضغط. فاذا كان مقدار الحرارة المفقودة الى المحيط يساوي

the environment is 62 kJ and the pressure is 320 kPa, calculate the electric power of the heater in kw h.

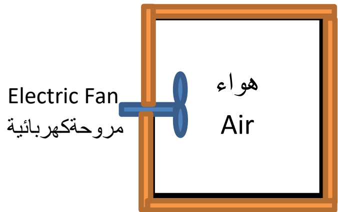
(62 kJ) والضغط (320 kPa), احسب القدرة الكهربائية المبذولة بوحدات (kw h).

C_p =1.039 kJ/kgK

Ans. 0.271 kW h الجواب

3.30 Two kg of air is kept in an insulated rigid vessel at 20°C and 300 kPa. If the gas is stirred by an electric fan with a power of 0.02 kW operating inside the vessel for 25 min. Estimate the final temperature and final pressure of the air.

3.30 يُحفظ كيلوغرامان من الهواء بدرجة حرارة مقدارها (20°C) وضغط (300 kPa) في وعاء صلب معزول حرارياً. فاذا تم تحريك الهواء بواسطة مروحة كهربائية قدرتها (0.02 kW) تشتغل داخل الوعاء لفترة 25 دقيقة, قدر درجة الحرارة النهائية واحسب الضغط النهائي للهواء.



$R_{(air)}$ = 0.278 kJ/kg.K, C_p = 1.005 kJ/kg.K

Ans. 40.891°C, 321.390 kP الجواب

Chapter 4

الفصل الرابع

First Law of Thermodynamics

القانون الاول لديناميك الحرلارة

Learning Objectives of Chapter 4

- Explain the relationship between the first law of thermodynamics and the principles of conservation of energy.
- Apply the first law of thermodynamics to closed system, cycles and processes.
- Formulate the first law and solve relevant problems.
- Show how internal energy is related to the specific heat at constant volume.
- Define enthalpy and show how it is related to the specific heat at constant pressure.
- Discuss conversation of mass and apply to solve some related problems.
- Derive the steady flow energy equation.
- Apply the first law of thermodynamics to steady flow processes in industrial equipment.

اهداف دراسة الفصل الرابع

- توضيح العلاقة بين القانون الأول لديناميك الحرارية ومبادئ حفظ الطاقة.
- تطبيق القانون الاول لديناميك الحرارة على دورات وعمليات المنظومات المغلقة.
- صياغة معادلة للقانون الاول وحل المسائل ذات الصلة.
- توضيح كيفية ارتباط الطاقة الداخلية بالحرارة النوعية بثبوت الحجم.
- تعريف الانثالبي وتبيان العلاقة بينها وبين الحرارة النوعية بثبوت الضغط.
- مناقشة مبدأ حفظ الكتلة وتطبيقاته لحل بعض المسائل ذات العلاقة.
- اشتقاق معادلة الطاقة للجريان المستقر.
- تطبيق القانون الاول لديناميك الحرارة على عمليات الجريان المستقر في المعدات الصناعية.

In chapter 3, the concepts of heat and work were explained and expressions to evaluate various forms of work and heat were developed. In this chapter, the first law of thermodynamics will be explained and formulated to express the energy balance that includes heat and work. We will also show how internal energy and enthalpy are related to specific heats, and solve examples for the application of the first law to closed system processes. Then, we develop the steady flow energy equation and apply the energy and mass balances to some industrial equipment including nozzles, compressors, turbines, heat exchangers, throttling devices, flow ducts and mixing chambers.

كنا قد بينا في الفصل الثالث مفهومي الحرارة والشغل, وقمنا بتطوير معادلات لتقييم مختلف أشكال الشغل والحرارة. وفي هذا الفصل, سنوضح تفاصيل القانون الأول لديناميك الحرارة وصياغته على اساس موازنة الطاقة التي تتضمن الحرارة والشغل. وسنبين أيضًا كيف ترتبط الطاقة الداخلية والانثالبي بالحرارة النوعية ونحل أمثلة تخص تطبيق القانون الأول على عمليات المنظومات المغلقة. بعد ذلك, نشتق معادلة الطاقة للجريان المستقر ونطبق موازنات الطاقة والكتلة على بعض المعدات الصناعية بما في ذلك الفوهات والضواغط والتوربينات والمبادلات الحرارية وأجهزة خنق الجريان وقنوات الجريان واوعية خلط الموائع.

4.1 Conservation of Energy

The principle of energy conservation was stated in chapter 1, it implies that the energy can never be destroyed or created. In basic physics, conservation of energy is mainly relevant to potential and kinetic energy. However, applying the law in the field of thermodynamics may require the inclusion of other forms of energy. As mentioned in chapter 3, work and heat constitute the two essential forms of energy transfer in thermodynamics. Thus, a more general form of energy conservation law is required to include work, internal energy in the form of heat and possibly other forms of energy such as electrical and magnetic. In practice, closed and open systems may experience energy exchanges with the surroundings. In addition, thermodynamic analyses may include processes and cycles. Thus, another version of conservation of energy is used to deal with thermodynamic systems. In fact, this version is the statement of the **first law of thermodynamics**.

4.1 قانون حفظ الطاقة

لقد تطرقنا في الفصل الاول الى مبدأ حفظ الطاقة, فهو يعني ضمناً بأن الطاقة لاتفنى ولا تُخلق من العدم. وفي مجال اساسيات علم الفيزياء يرتبط مبدأ حفظ الطاقة بالطاقة الكامنة والطاقة الحركية فقط. لكن تطبيق هذا المبدا في مجال ديناميك الحرارة يتطلب شمول اشكال اخرى من الطاقة. وكما ذكرنا في الفصل الثالث, فإن الشغل والحرارة هما الشكلان الاساسيان لانتقال لطاقة في مجال ديناميك الحرارة. وعليه ينبغي اعتماد صيغة عمومية لقانون حفظ الطاقة تشمل الشغل والطاقة الداخلية الممثلة بالحرارة, وربما اشكالاً اخرى كالطاقة الكهربائية والطاقة المغناطيسية. ومن الناحية التطبيقية, فقد تتعرض المنظومات المغلقة والمنظومات المفتوحة الى تبادل الطاقة مع محيطها, هذا بالاضافة الى ان التحليلات الثرموديناميكية قد تشمل عمليات ودورات ثرموديناميكية. لذلك, تُستخدم صيغة اخرى من مبدأ حفظ الطاقة تخص المنظومات الثرموديناميكية. في الواقع, ان هذه الصيغة هي نص **القانون الاول لديناميك الحرارة**.

4.2 First law of Thermodynamics

As we mentioned, the first law of thermodynamics is another statement of the principle of energy conservation. However, the first law deals mainly with the changes of work and heat that may occur during thermodynamic processes. The law is based on experimental data and provides equations that address the different relationships between forms of energy. The first law states that *energy cannot be destroyed but can change from one form to another*.

4.2 القانون الاول لديناميك الحرارة

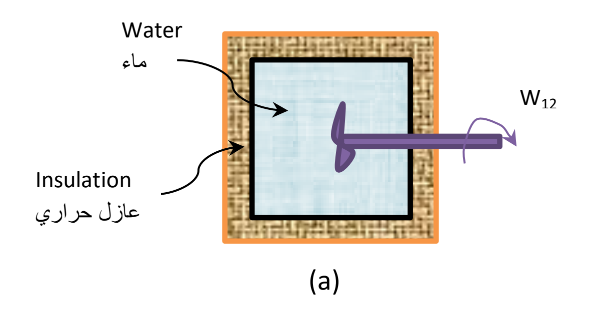
كما ذكرنا, القانون الأول لديناميك الحرارة هو صيغة ثانية لمبدأ حفظ الطاقة. لكن القانون الأول يتعامل بشكل أساسي مع التغيرات الخاصلة بالشغل والحرارة التي قد تحدث أثناء العمليات الثرموديناميكية. ويستند القانون إلى المعطيات المختبرية ويوفر معادلات تتناول العلاقات المختلفة بين أشكال الطاقة. ينص القانون الأول على انه *لا يمكن للطاقة أن تفنى بل تتغير من شكل الى آخر*.

4.2.1 The First Law for a Cycle

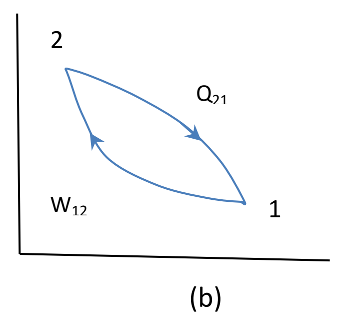
The **thermodynamic cycle** is executed when the system undergoes a number of processes that eventually return it to its initial state. Let us consider a closed system. For example, a quantity of water contained in a thermally insulated vessel with paddle wheel attached to it as shown in Fig. 4.1 (a). The paddle supply mechanical energy to the water in the form of work W_{12}. As a result, the temperature of the water is raised adaibatically from T_1 to T_2 due to the stirring action. If the insulation is then removed, heat Q_{21} will be lost to the surroundings and temperature drops to its initial value T_1. Here, the system, which is water, has gone through a cycle as shown in Fig. 4.1 (b).

4.2.1 القانون الاول للدورة الثرموديناميكية

تتحقق **الدورة الثرموديناميكية** عندما تتعرض المنظومة الى عدد من العمليات التي تعيدها في النهاية الى حالتها الابتدائية. دعونا ننظرفي منظومة مغلقة, فمثلاً كمية من الماء موجودة في وعاء معزول حرارياً مع آلة تدويرمتصلة به, كما هو موضح في الشكل ((a) 4.1). تعمل آلة التدويرعلى تزويد الماء بالطاقة الميكانيكية على هيئة شغل مقداره (W_{12}). ونتيجة لذلك, ترتفع درجة حرارة الماء اديباتياً من (T_1) إلى (T_2) بسبب عملية التحريك. وإذا أُزيل العزل بعد ذلك, تتسرب كمية من الحرارة مقدارها (Q_{21}) الى محيط المنظومة فتنخفض درجة الحرارة إلى قيمتها الأولية (T_1). وهنا, خضعت المنظومة, اي االماء, الى دورة ثرموديناميكية كاملة, كما هو موضح في الشكل ((b) 4.1).



(a)



(b)

Figure 4.1 Heating water by stirring
الشكل 4.1 تسخين الماء بواسطة آلة التحريك

Experiments show that the work done W_{12} is proportional to the heat Q_{12}. The proportionality constant is known as the **mechanical equivalent of heat.** The value of the constant was specified by J.P. Joule in 1845. He conducted a series of similar experiments by supplying known quantities of electric power and measuring the corresponding temperature rise of water.

تبين التجارب أن الشغل االمنجز (W_{12}) يتناسب طرداً مع الحرارة (Q_{12}). ويعرف ثابت التناسب بإسم **المكافئ الميكانيكي للحرارة**, وقد تم تحديد قيمته من قبل العالم جول في عام 1845, حيث أجرى جول سلسلة من التجارب المماثلة لهذه التجربة المختبرية باستخدام كميات معروفة من الطاقة الكهربائية وقياس الارتفاع الناتج في بدرجة حرارة الماء.

For the cycle shown in Fig. 4.1 (b), we can write

يمكننا كتابة الصيغة الاتية للدورة المبينة في الشكل (4.1 (b))

$$\sum W_{cycle} \propto \sum Q_{cycle}$$

$$\oint W \propto \oint Q$$

$$\oint W = Const. \oint Q \qquad (4.1)$$

Equation 4.1 represents the mathematical statement of the first law of thermodynamics for a closed system that undergoes a cycle. The constant, which is the mechanical equivalent of heat, is equal to one in SI units (Const. = 1). Accordingly, the first law states that: *the network done in joules is equal to the heat supplied to a closed system measured in joules.* In other words, the algebraic sum of energy transfer across the boundary of a closed system is equal to zero.

تمثل المعادلة (4.1) الصيغة الرياضية للقانون الأول لديناميك الحرارة لمنظومة ثيرموديناميكية مغلقة تخضع الى دورة ثرموديناميكية معينة, والثابت هو المكافئ الميكانيكي للحرارة الذي يساوي واحدًا بالوحدات الدولية (SI) (Const. = 1). وبناء على ذلك, ينص القانون الأول بأن: *صافي الشغل المنجز بالجول يساوي الحرارة المزودة بوحدات الجول للمنظومة المغلقة*. بمعنى آخر, المجموع الجبري لانتقال الطاقة عبر تخوم المنظومة المغلقة يساوي صفرًا.

4.2.2 The First law for a Process

4.2.2 القانون الاول للعملية الثرموديناميكية

If a fluid, contained in a thermally insulated vessel as shown in Fig 4.1, undergoes a change of state by mechanical stirring, all the work done will be consumed to change the total energy of the system ΔE. Since there is no heat transfer across the boundary, we can write (Q = 0). Furthermore, if the system is stationary, kinetic energy and potential energy are equal to zero. Consequently, the change of total energy of the system due to the work done on the fluid will be limited to the **change in internal energy** ΔU.

إذا خضع مائع موجود في وعاء معزول حرارياً الى تغير في حالته عن طريق التحريك الميكانيكي, كما هومبين في الشكل (4.1), فسيُستهلك الشغل المنجز بالكامل في تغيير مقدار الطاقة الكلية للمنظومة (ΔE). ونظراً لعدم وجود انتقال حرارة عبرالتخم, يمكننا كتابة (Q = 0). علاوة على ذلك, اذا كانت المنظومة في حالة السكون فإن كلاً من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة تساوي صفرًا. وعليه سيقتصر التغير في طاقة للمنظومة الكلية بسبب الشغل المنجز على المائع على مقدار **التغير في الطاقة الداخلية** (ΔU).

$$\Delta E = \Delta U + KE + PE$$

$$\Delta E = \Delta U = ½ \, m \, v^2 + m.g.z \qquad (4.2)$$

$\Delta E = \Delta U$ (for stationary system للمنظومة الساكنة)

Let us now consider a process of adiabatic heating for a gas contained at constant pressure inside an insulated piston and piston arrangement (Fig 4.2). The heat transferred across the boundary Q will cause a change in the system total energy by ΔE. In addition, the piston is pushed upwards to deliver work W at constant pressure to the surroundings; thus, we can write

دعونا الآن نتأمل عملية تسخين الغاز الاديباتية الموضحة في الشكل (4.2) حيث يحتوي جهاز الاسطوانة والمكبس المعزول حرارياً على غاز تحت ضغط ثابت. تؤدي الحرارة المنتقلة عبر التخم (Q) الى تغير الطاقة الداخلية الكلية للمنظومة بمقدار (ΔE). بالاضافة الى ذلك, يندفع المكبس الى الاعلى لينجز شغلاً على المحيط مقداره (W) تحت تأثير ضغط ثابت. وفي هذه الحالة يمكننا كتابة,

$$Q = W + \Delta E \qquad (4.3)$$

For a stationary system: للمنظومة الساكنة

$$Q = W + \Delta U \qquad (4.4)$$

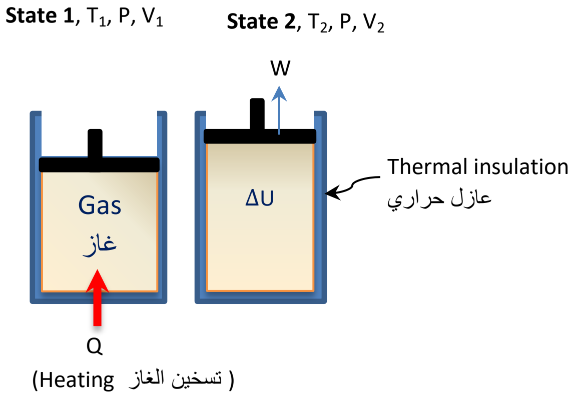


Figure 4.2 Adiabatic heating of a gas التسخين الاديباتي للغاز **الشكل 4.2**

Equation 4.4 is a formulation of the first law that applies to a thermodynamic process.

تمثل المعادلة (4.4) صيغة القانون الأول التي تنطبق على العملية الثرموديناميكية.

Example 4.1

A quantity of air is contained in a cylinder-piston device. The air is heated at constant pressure of 320 kPa until the frictionless piston rises 20 cm. If the amount of heat added to the air is 28 kJ, calculate the change in internal energy of the air. Take the diameter of the piston to be 40 cm.

المثال 4.1

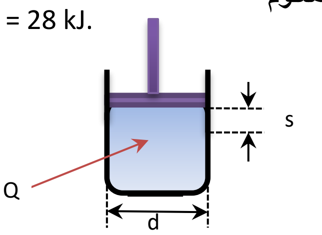
جهاز أسطوانة ومكبس يحتوي على كمية معينة من الهواء. سُخن الهواء عند ضغط ثابت مقداره (320 kPa) حتى يرتفع المكبس عديم الاحتكاك مسافة (20 cm). فإذا كانت كمية الحرارة المزودة إلى الهواء تساوي (28 kJ), احسب مقدار التغير في الطاقة الداخلية للهواء. علماً ان قطر المكبس يساوي (40 cm).

Solution

ألحل

Given **المعلوم**

d = 40 cm = 0.4 m, s = 20 cm = 0.2 m, P = 320 kPa, Q = 28 kJ.



Find

The change in internal energy ΔU

اوجد

مقدار التغير بالطاقة الداخلية (ΔU)

Analysis

Applying the first law,

التحليلات

نطبق القانون الاول,

$$Q = W + \Delta U \qquad \text{(Eqn. 4.4)}$$

$W = P\Delta V$ (constant pressure work الشغل المنجز بثبوت الضغط)

$$\Delta V = s \cdot A \quad , \quad A = \pi d^2/4 = \pi\, 0.4^2/4 = 0.125\ m^2$$

$$\Delta V = 0.2 \times 0.125 = 0.025\ m^3$$

$$W = 320 \times 0.025 = 8\ kJ$$

$$28 = 8 + \Delta U \quad , \quad \Delta U = \underline{20\ kJ}$$

Comments

Note that 71.4%.of the heat input is consumed in changing the internal energy of the system.

الملاحظات

لاحظ أن 71.4 % من الحرارة المجهزة استهلكت في تغير مقدار الطاقة الداخلية للمنظومة.

4.3 Internal Energy & Specific Heat

4.3 الطاقة الداخلية والحرارة النوعية

We referred to the specific heat at constant volume C_v in chapter 3. In this section, we formulate the relationship between the specific heat and internal energy. Internal energy U in J or kJ, is an **extensive property** that depends on the state of the system. For steam, the values of are available in steam tables as a specific quantity in kJ/kg, where u is considered as an **intensive property**. Values of u are specified according to the pressure and temperature of the superheated steam. To read the values for wet steam from saturated steam tables, the temperature or pressure plus the steam quality should be specified. *Note* that *the specific value of any extensive property is considered as an intensive property,* therefore

كنا قد تطرقنا الى تعريف الحرارة النوعية بثبوت الحجم (C_v) في الفصل الثالث, وفي هذا البند, سنبين العلاقة بين الحرارة النوعية والطاقة الداخلية. وتُعد الطاقة الداخلية (U) بالوحدات (J او kJ) **خاصية شاملة** تعتمد على حالة المنظومة. ولكن بالنسبة لبخار الماء, نستطيع قراءة قيمها النوعية من جداول بخار الماء بالوحدات kJ/kg), حيث تعتبر(u) **خاصية مركزة**. ويتم تحديد القيم في الجداول حسب الضغط ودرجة الحرارة لبخار الماء المحمص. وفيما يخص البخار الرطب, ينبغي تحديد درجة الحرارة أو الضغط بالإضافة إلى جودة البخار لاستخراج القيم من جداول البخار المشبع. لاحظ ان *القيمة النوعية لأي خاصية شاملة تعتبر خاصية مركزة*, اذن

$$u = U/m$$

$$u = u_f + x\,(u_g - u_f) \qquad (4.5)$$

$$u = u_f + x\,u_{fg} \qquad (4.6)$$

$$u_{fg} = u_g - u_f \qquad (4.7)$$

For a thermodynamic process at constant volume, the **specific heat at a constant volume** C_v in kJ/kgK is defined as *the change of internal energy with temperature*, thus

بالنسبة للعملية الثرموديناميكية ثابتة الحجم, تُعَرف **الحرارة النوعية بثبوت الحجم** (C_v) بالوحدات (kJ/kgK) على *أنها مقدار التغير في الطاقة الداخلية تباعاً للتغير بدرجة الحرارة*, وبالتالي

$$C_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \qquad (4.8)$$

$$(\Delta u)_v = \int_1^2 C_v\,dT \qquad (4.9)$$

$$q = w + \Delta u \qquad \text{Eqn. (4.4)}$$

$dq = dw + du$, For constant volume, $dw = Pdv = 0$, عند ثبوت الحجم

$dq = du$ and $q = \Delta u$, Substituting in equation (4.9) وبالتعويض في المعادلة

$$(q)_v = \int_1^2 C_v\,dT \qquad (4.10)$$

The definition of specific heat by equation 4.8 indicates that it is a property of the system. Therefore, C_v depends on the state of the system and to determine its value, we require two independent intensive properties.

يشير تعريف الحرارة النوعية بالمعادلة (4.8) الى انها احد خواص المنظومة. لذا تعتمد (C_v) على حالة المنظومة, ولتحديد قيمتها نحتاج الى معرفة قيمتين من الخواص المركزة المستقلة عن بعضها.

4.4 Enthalpy & Specific Heat

4.4 الانثالبي والحرارة النوعية

Let us apply the first law to a constant pressure heat addition to a piston-cylinder system,

دعونا نطبق القانون الأول على عملية تزويد الحرارة بثبوت الضغط الى منظومة الاسطوانة والمكبس,

$$Q = W + \Delta U \qquad \text{(Eqn. 4.4)}$$

$$W = P\Delta V = P\,(V_2 - V_1)$$ (constant pressure work الشغل بثبوت الضغط)

$$Q = P\,(V_2 - V_1) + U_2 - U_1$$

$$Q = PV_2 - PV_1 + U_2 - U_1$$

$$Q = (P_2 V_2 + U_2) - (P_1 V_1 + U_1)$$

$$Q = (PV + U)_2 - (PV + U)_1 \qquad (4.11)$$

The quantity of equation 4.11 in brackets is known as **enthalpy**; it is a property of the system, denoted H and has the units of joule J. The **specific enthalpy** h takes the units of J/kg or kJ/kg. We can therefore write

تُعرف الكمية المحصورة بين القوسين في المعادلة (4.11) باسم **الانثالبي**, وهي احدى خواص المنظومة, يُشار إليها بالرمز (H) ولها وحدات الجول (J). كما تتخذ **الانثالبي النوعية** (h) الوحدات (J/kg او kJ/kg). وهكذا يمكننا كتابة ما يلي

$$H = U + PV \qquad (4.12)$$

$$h = u + Pv \qquad (4.13)$$

Eqn. (4.11) can now be written as: والآن يمكن كتابة المعادلة (4.11) بالصيغة التالية:

$$Q_{12} = H_2 - H_1 \qquad (4.14)$$

$$q_{12} = h_2 - h_1 \qquad (4.15)$$

The **specific heat at constant pressure** C_P for the heating process can be defined as *the change of enthalpy with temperature,*

يمكن تعريف **الحرارة النوعية بثبوت الضغط** (C_P) لعملية التسخين بثبوت الضغط على انها مقدار التغير بالانثالبي تباعاً للتغير في درجة الحرارة,

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P \qquad (4.16)$$

$$(\Delta h)_p = \int_1^2 C_p dT$$

Applying the first law, وبتطبيق القانون الاول,

$$q = w + \Delta u \qquad \text{Eqn. (4.4)}$$

$$dq = P\,dv + du$$

$$h = u + Pv \qquad \text{(Eqn. 4.13)}$$

Differentiation yields, وبإجراء التفاضل نحصل على,

$$dh = du + P\,dv + v\,dP$$

$dh = dq + v\,dP$ since $(dq = Pdv + du)$ لان

Since pressure is constant, لما كان الضغط ثابتاً,

$$v\,dP = 0$$

$$\therefore dq = dh$$

$$(q)_p = \Delta h$$

$$(q)_p = \int_1^2 C_P\,dT \qquad (4.17)$$

For an ideal gas, equation 4.13 is: وللغاز المثالي, تُكتب المعادلة (4.13):

,

$$dh = du + d(Pv)$$

$P\,v = R\,T$ (ideal gas law قانون الغاز المثالي)

$$dh = du + d(RT)$$

Substitution gives وبالتعويض نحصل على

$$C_P\,dT = C_v\,dT + RdT$$

Divide by dT نقسم على

$$C_P - C_v = R \qquad (4.18$$

Note that equation 4.18 is the same as equation 2.13A of chapter 2.

The **specific heats ratio** γ is expressed as

لاحظ ان المعادلة (4.18) هي نفس المعادلة (2.13A) لتي وردت في الفصل الثاني.

تُكتب **نسبة الحرارات النوعية** (γ) بالصيغة الاتية

$$\gamma = \frac{C_P}{C_v} \qquad (4.18\ A)$$

For constant specific heats (C_P and C_v), the ideal gas is called **perfect gas**. By integrating equations (4.9) and (4.17), we get the following relationships for a perfect gas

عند ثبوت قيم الحرارات النوعية (C_P و C_v) للغاز المثالي, يطلق عليه اسم **الغاز التام**. وبمكاملة المعادلتين (4.9) و (4.17) نحصل على العلاقات التالية للغاز التام

$$\Delta h = C_P (T_2 - T_1) \quad (4.19)$$

$$\Delta u = C_v (T_2 - T_1) \quad (4.20)$$

Note that, the perfect gas obeys all ideal gas laws as well.

The enthalpy values for water vapor can be read from steam tables. The **enthalpy of vaporisation** is denoted h_{fg} and has the units of kJ/kg, and it is in fact the same as the **latent heat of vaporization**. It can be estimated for steam according to the equation

وتجدر الاشارة الى ان الغاز التام يخضع لجميع قوانين الغازات المثالية ايضاً.

يمكن قراءة فيم الانثالبي لبخار الماء من الجداول. وتتخذ **انثالبي التبخر** الرمز (h_{fg}) والوحدات (kJ/kg), وهي في واقع الحال نفس **الحرارة الكامنة للتبخر**, ويمكننا تُقدير فيمتها لبخار الماء وفق المعادلة التالية

$$h_{fg} = h_g - h_f \quad (4.21)$$

Example 4.2

المثال 4.2

Use the steam tables to estimate the internal energy, enthalpy and pressure for 5 kg of wet steam, with quality of 0.85, kept in a vessel at 150°C.

استخدم جداول بخار الماء لتقدير كل من الطاقة الداخلية والانثالبي والضغط لكمية من البخار الرطب كتلتها (5 kg) وجودتها (0.85) محفوظة في وعاء عند درجة حرارة تساوي (150°C).

Solution

الحل

Given **المعلوم**

$m = 5$ kg, $T = 150^oC$, $x = 0.85$

Find **اوجد**

U, H, and P

Analysis **التحليلات**

Use saturated steam tables at 150°C.

استخدم جداول بخار الماء المشبع عند (150°C).

We have from steam tables لدينا المعلومات الاتية من الجداول

$u_f = 631.66$ kJ/kgK , $u_g = 2559.5$ kJ/kg, $h_f = 1.8417$ kJ/kg , $h_g = 6.8378$ kJ/kg

$$u = u_f + x\,(u_g - u_f)$$

$$u = 631.66 + 0.85\,(2559.5 - 631.66) = 2270.324 \text{ kJ/kg}$$

$$U = m.u = 5 \times 2270.324 = \underline{11351.620 \text{ kJ}}$$

$$h = h_f + x\,(h_g - h_f)$$

$$h = 1.8417 + 0.85\,(6.8378 - 1.8417) = 6.0883 \text{ kJ/kg}$$

$$H = m.h = 5 \times 6.0883 = \underline{30.441 \text{ kJ/kg}}$$

The pressure P is found from the steam tables for saturated water at 150°C

يستخرج الضغط (P) من جداول بخار الماء للبخار المشبع عند درجة حرارة التشبع (150°C)

$$P = \underline{475.9 \text{ kPa}}$$

Comments

الملاحظات

We can generally express the specific internal energy and specific enthalpy for wet steam in the following format

يمكننا بشكل عام كتابة معادلات الطاقة الداخلية النوعية والانثالبي النوعية لبخار الماء الرطب كما يلي,

$$u = u_f + x\,u_{fg} \qquad (4.22)$$

$$h = h_f + x\,h_{fg} \qquad (4.23)$$

Example 4.3

المثال 4.3

A quantity of air is heated from 250°C to 500°C at constant pressure. Determine the specific internal energy change in kJ/kg for air. Take the value of molar mass (molecular weight) to be 29 kg/kmol and the **molar specific heat at constant pressure** C_P^M in kJ/kmol is expressed as

تُسخن كمية من الهواء من 250 درجة مئوية إلى 500 درجة مئوية تحت ضغط ثابت. احسب مقدار التغير في الطاقة الداخلية النوعية للهواء بوحدات (kJ/kg). اتخذ قيمة الكتلة المولية (الوزن الجزيئي) للهواء مساوية الى (29 kg/kmol), حيث تُعطى **الحرارة النوعية المولية بثبوت الضغط** (C_P^M) بالوحدات (kJ/kmol) بموجب المعادلة الاتية

$$C_P^M = a + bT + cT^2$$

Values of the constants: قيم الثوابت:

$$a = 28.11, \quad b = 0.197 \times 10^{-2}, \quad c = 0.480 \times 10^{-5}$$

Solution

الحل

Given

المعلوم

$T_1 = (250 + 273)$K , $T_2 = (500 + 273)$ K , Molar mass (MW) = 29 kg/kmol

Find **اوجد**

Δu in kJ/kg.

(Δu) بالوحدات (kJ/kg).

Assumptions **الافتراضات**

Air behaves as an ideal gas.

يسلك الهواء سلوك الغاز المثالي.

Analysis **التحليلات**

Integrating the molar specific heat equation,
نكامل معادلة الحرارة النوعية المولية على النحوالتالي,

$$C_P^M = a + bT + cT^2$$

$$\Delta u^M = \int_1^2 C_v^M \, dT$$

$$C_v^M = C_P^M - R_o = a + bT + cT^2 - R_o$$

$$R_0 = 8.314 \text{ kJ/kgK}$$

$$C_v^M = (a - R_o) + bT + cT^2$$

$$\Delta u^M = \int_{T_1}^{T_2} [(a - R_o) + bT + cT^2] \, dT$$

$$\Delta u^M = [(a - R_o)T + \frac{bT^2}{2} + \frac{cT^3}{3}]_1^2$$

Completing the integration and substituting the values:
وباتمام عملية التكامل والتعويض بالقيم المعلومة نحصل على:

$$\Delta u^M = 5778.274 \text{ kJ/kmol}$$

$$\Delta u = \Delta u^M / M.W$$

$$\Delta u = 5778.274/29 = \underline{199.250 \text{ kJ/kg}}$$

Comments **الملاحظات**

Note that that the specific heats in this example are temperature dependent. However, if we assume that air behaves as a perfect gas, the specific heat values would be considered constant and equation 4.20 may be used to solve the example.

لاحظ أن الحرارة النوعية في هذا المثال تعتمد على درجة الحرارة. اما إذا افترضنا أن الهواء يتصرف كغاز تام, فستكون قيم الحرارة االنوعية ثابتة, وبالتالي يمكن استخدام المعادلة (4.20) لحل المثال.

Exercise

تمرين

Estimate the specific enthalpy change Δh for example 4.3.

احسب قيمة التغير بالانثالبي النوعية (Δh) للمثال (4.3).

Example 4.4

المثال 4.4

2 kg of nitrogen is kept in a rigid vessel at a pressure of 400 kPa and 300°C. Estimate the heat rejected when the gas is cooled until the pressure falls to 200 kPa. Assume that nitrogen is a perfect gas with γ = 1.4.

2 كغم من النايتروجين محفوظة في وعاء صلب محكم بضغط (400 kPa) ودرجة حرارة (300°C). احسب كمية الحرارة المطروحة عند تبريد الغاز حتى ينخفض الضغط إلى (200 kPa), افترض أن النايتروجين غاز تام له (γ = 1.4).

$MW_{(N2)} = 28$

Solution

الحل

Given

المعلوم

$m = 2$ kg, $P_1 = 400$ kPa, $P_2 = 200$ kPa, $T_1 = (300 + 273)$ K, $\gamma = 1.4$, $R_o = 8.314$ kJ/kmol.K, MW = 28

Find

اوجد

Rejected heat from the system Q

الحرارة المطروحة من المنظومة (Q)

Assumptions

الافتراضات

Nitrogen is a perfect gas.

النايتروجين غاز تام.

Analysis

التحليلات

For a perfect gas at constant volume, لدينا للغاز التام بثبوت الحجم,

$$\Delta u = C_v (T_2 - T_1) \quad \text{(Eqn. 4.20)}$$

Applying the first law نطبق القانون الاول

$$Q = W + \Delta U \quad \text{(Eqn. 4.4)}$$

$$W = 0.00, \quad \therefore Q = \Delta U \;, q = \Delta u$$

$$q = u = C_v (T_2 - T_2), \quad Q = m\, C_v (T_2 - T_1)$$

First we calculate C_v نحسب أولاً قيمة (C_v)

$$C_P - C_v = R \quad \text{(Eqn. 4.18)}$$

$C_P / C_v = R / C_v + 1$

$$\gamma = \frac{C_P}{C_v} \qquad \text{(Eqn. 4.18 A)}$$

$\gamma = R / C_v + 1$

$C_v = R / (\gamma - 1)$

$R = R_o/MW = 8.314 \times 10^3/28 = 296.928$ J/kg.K

$C_v = 296.928/(1.4-1) = 742.32$ J/kg.K

From the gas law at constant volume من قانون الغازات بثبوت الحجم

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}$$

$$\frac{400}{(300+273)} = \frac{200}{T_2}$$

$T_2 = 286.5$ K

$Q = m\, C_v\, (T_2 - T_1) = 2 \times 742.32\, (286.5 - 573)$

$Q = -\,425349.36$ J = $\underline{-\,425.349 \text{ kJ}}$

Comments

According to the sign convention, the negative sign indicates that the heat is rejected by the system.

الملاحظات

وفقاً لقاعدة علامة الاتجاه للحرارة, تشيرعلامة الناقص الى ان الحرارة تُطرح من المنظومة.

Example 4.5

A gas is kept in a piston-cylinder arrangement. The gas goes through a cycle of three thermodynamic processes. Determine the net work done during the cycle, given:

المثال 4.5

يُحفظ غاز في جهاز مكبس واسطوانة, ويخضع الغاز الى دورة مؤلفة من ثلاث عمليات ثرموديناميكية. احسب صافي الشغل المنجز خلال الدورة, علماً ان:

Process	Q (kJ)	W (kJ)	ΔU (kJ)
A-B	0.00	2500	--
B-C	19500	--	--
C-A	- 2000	--	- 35000

Solution الحل

Given **المعلوم**

The data in the above table المعطيات في الجدول في اعلاه

Find **اوجد**

$\sum W_{cycle}$ $\sum W_{cycle}$

Analysis **ألتحليلات**

Process A-B للعملية

$Q = W + \Delta U$

$0.00 = 2500 + \Delta U_{AB}$

$\Delta U_{AB} = -2500$ kJ

According to the statement of the first law for cycle:
وبموجب معادلة القانون الاول للدورة الثرموديناميكية:

$\Delta U_{cycle} = 0.00$

$\Delta U_{AB} + \Delta U_{BC} + \Delta U_{CA} = 0.00$

$- 2500 + \Delta U_{BC} + (-35000) = 0.00$

$\Delta U_{BC} = 37500$ kJ

$Q = W + \Delta U$

$W_{BC} = 19500 – 37500 = -18000$ kJ.

For process C-A للعملية

$Q = W + \Delta U$

$- 2000 = W_{CA} - 35200$

$W_{CA} = 35000 - 2000 = 33000$ kJ

$\sum W_{cycle} = W_{AB} + W_{Bc} + W_{CA}$

$\sum W_{cycle} = 2500 - 18000 + 33000$

$\sum W_{cycle} = \underline{17500 \text{ kJ}}$

Comments

The positive work indicates that it is done by the system on the surroundings.

الملاحظات

يشير مقدار الشغل الموجب الى انه شغل منجز بواسطة المنظومة على المحيط.

4.5 Conservation of Mass – Mass Balance

The conservation of mass principle states that *mass can neither be created nor destroyed.* Consider the control volume of Fig 4.3, for a **steady flow** of material the mass entering must be equal to the mass leaving the control volume. However, for **unsteady flow** the mass entering the control volume m_{in} is equal to the mass leaving m_{out} plus the net change of mass of the control volume Δm_{cv} during a period of time Δt.

4.5 قاعدة حفظ الكتلة – موازنة الكتلة

ينص مبدأ حفظ الكتلة على أنه *لا يمكن خلق كتلة المادة من العدم أو تدميرها.* والآن, تأمل حجم التحكم في الشكل (4.3), فمن اجل ان يكون جريان المادة **جرياناً مستقراً** يجب مساواة الكتلة الداخلة والكتلة الخارجة من حجم التحكم. اما اذا كان **الجريان غير مستقر**, فإن الكتلة التي تدخل حجم التحكم (m_{in}) ستساوي الكتلة الخارجة من الكتلة (m_{out}) بالإضافة إلى صافي التغير في كتلة حجم التحكم خلال فترة زمنية قدرها (Δt).

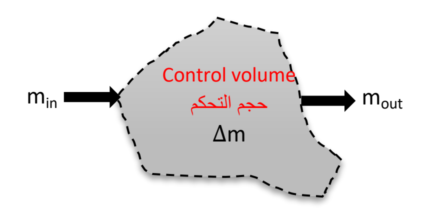


Figure 4.3 Conservation of mass for a control volume

الشكل 4.3 قاعدة حفظ الكتلة لحجم التحكم

It should be noted that the mass inside the control volume may increase or decrease according to the type of the thermodynamic process.

وتجدر الاشارة الى ان الكتلة داخل حجم التحكم قد تزداد او تنقص حسب نوع العملية الثرموديناميكية.

$$m_{in} = m_{out} + \Delta m_{cv} \quad (kg) \qquad (4.24)$$

For a steady flow processes, with no accumulation, the mass flow rate entering the control volume $(\dot{m})_{in}$ in kg/s is equal to the mass flow rate exiting $(\dot{m})_{out}$. Thus, the **mass balance** or **material balance** equation for the steady state is expressed as

وبالنسبة لعمليات الجريان المستقر, اي بدون تراكم الكتلة, فإن معدل الجريان الكتلي الداخل لحجم التحكم $(\dot{m})_{in}$ بالوحدات (kg/s) يساوي معدل الجريان الكتلي الخارج منه $(\dot{m})_{out}$. وعليه تُكتب معادلة **موازنة الكتلة** أو معادلة **موازنة المادة** لحالات الجريان المستقر بالصيغة التالية

$$(\dot{m})_{in} = (\dot{m})_{out} \quad (4.25)$$

$$(\rho \,.\, V/t)_{in} = (\rho \,.\, V/t) \quad , \quad V/t = Q \quad , \quad Q = v.A$$

$$\dot{m} = \rho .\, v .\, A \quad , \quad (\rho \,.\, v \,.\, A)_{in} = (\rho \,.\, v \,.\, A)_{out}$$

$$\rho_1\, v_1\, A_1 = \rho_2\, v_2\, A_2 \quad (4.26)$$

V = volume in m^3
v = average velocity in m/s
A = the control area normal to the flow in m^2
t = time in s
Q = volumetric flow rate in m^3/s

(V) = الحجم بالوحدات (m^3)
(v) = متوسط السرعة بالوحدات (m/s)
(A) = مساحة التحكم المعامدة للجريان بالوحدات (m^2)
(t) = الزمن بوحدات الثانية (s)
(Q) = معدل الجريان الحجمي بالوحدات (m^3/s)

Equation 4.26 is known as the **continuity equation** for a control volume. In fact, the control volume can be defined to include the solid boundaries of equipment. Thus the continuity equation may be applied to formulate the **steady state operation** of some equipment such as nozzles, compressors, turbines and heat exchangers.

تسمى المعادلة (4.26) **معادلة الاتصال** لحجم التحكم. وفي واقع الحال, يمكننا اتخاذ حجم التحكم ليشمل التخوم الصلبة للمعدات. ولذلك, يمكن تطبيق معادلة الاتصال لصياغة المعادلات المتعلقة **بالتشغيل المستقر** لبعض المعدات مثل الفوهات والضواغط والتوربينات والمبادلات الحرارية.

The mass balance equation for unsteady state of any thermodynamic process is expressed as

تُصاغ معادلة توازن الكتلة للحالة غير المستقرة لأي عملية ديناميكية حرارية كما يلي

$$(\dot{m})_{in} = (\dot{m})_{out} + \frac{dm_{cv}}{dt} \quad (4.27)$$

$$\rho_1\, v_1\, A_1 = \rho_2\, v_2\, A_2 + \frac{dm_{cv}}{dt} \quad (4.28)$$

$\frac{dm_{cv}}{dt}$ = the rate of change of mass within the control volume.

($\frac{dm_{cv}}{dt}$) = معدل تغير مقدار الكتلة داخل حجم التحكم.

We will now solve some examples to illustrate the applications of mass balance.

سنقوم الآن بحل بعض الأمثلة لتوضيح تطبيقات موازنة الكتلة.

Example 4.6

Water of density 1000 kg/m^3 is flowing in a pipe having an internal diameter 5 cm. This pipe is connected to another one with diameter 7.5 cm. If the volumetric flow rate in the first pipe is 1.388 x 10^{-3} m^3/s, calculate

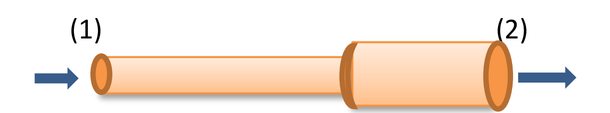
- a- The mass flow rate in the first pipe and in the second pipe.
- b- The average velocity in the first pipe and in the second pipe.

المثال 4.6

يجري ماء كثافته (1000 kg/m^3) في انبوب قطره الداخلي (5 cm) متصل بانبوب اخر قطره (7.5 cm), فاذا كان معدل الجريان الحجمي في مدخل الانبوب الأول يساوي (1.388 x 10^{-3} m^3/s) , احسب

(أ) معدل الجريان الكتلي في الانبوب الأول و في الانبوب الثاني

(ب) متوسط السرعة في الانبوب الأول وفي الانبوب الثاني



Solution

الحل

Given

المعلوم

d_1 = 5 cm = 0.05 m

d_2 = 7.5 cm = 0.075 m

Q = 1.388 x 10^{-3} m^3/s

ρ = 1000 kg/m^3

Find

اوجد

$\dot{m}_1$, $\dot{m}_2$, V_1 , V_2

Assumptions

- Steady flow
- One dimensional flow
- Velocity is constant across the section
- Single phase fluid - that is constant velocity across the section
- Incompressible fluid - that is constant density at any point in the system

الافتراضات

- الجريان مستقر
- الجريان ببعد واحد
- السرعة ثابتة عبر مقطع الجريان
- المائع احادي الطور, أي لا تتغير كثافته عبر المقطع
- المائع غير انضغاطي – أي ان الكثافة ثابتة في مختلف نقاط المنظومة

Aapplying the continuity equation 4.26,

استناداً الى معادلة الاتصال (4.26),

$\dot{m}_1 = v_1 \rho A_1 = Q_1 \rho$

$\dot{m}_1 = 1.388 \times 10^{-3} \times 1000$

$\dot{m}_1 = \underline{1.388 \text{ kg/s}}$

$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ (mass balance)

$\therefore \dot{m}_2 = \underline{1.388 \text{ kg/s}}$

$v_1 = \dot{m}_1 / \rho A_1$

$A_1 = \pi d_1^2/4 = 0.05^2 \pi/4 = 1.963 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

$$v_1 = \frac{1.388}{1000 \times 1.963 \times 10^{-3}} = \underline{0.707 \text{ m/s}}$$

$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2$ (Eqn. 4.26)

$\rho_1 = \rho_2 = \rho$ (density is constant الكثافة ثابتة)

$\therefore v_2 = v_1 A_1/A_2$

$A_2 = \pi d_2^2/4 = 0.075^2 \pi/4 = 0.004417 \text{ m}^2$

$v_2 = 0.707 \times 0.001963 / 0.004417 = \underline{0.3098 \text{ m/s}}$

Comments

The change in diameter of the pipe in this example is similar to the diverging nozzle.

الملاحظات

لاحظ ان تغير قطر الانبوب في هذا المثال مماثل الى جهاز الفوهة المنفرجة.

Example 4.7

A cylindrical storage tank, 200 m^2 cross section area, contains water to a depth of 6 m. The tank is drained through a pipe of diameter 5 cm attached to the bottom. Calculate the time required for the water level to drop 2 m. The average velocity of water leaving the tank is given by

المثال 4.7

خزان اسطواني الشكل مساحة قاعدته (200 m^2) يحتوي ماء بعمق (6 m). يفرغ الخزان من خلال انبوب قطره (5 cm) مثبت قرب قعره. احسب الزمن اللازم لانخفاض مستوى سطح الماء في الخزان بمقدار (2 m). يُعطى متوسط سرعة الماء الخارج من المعادلة

$v = \sqrt{2\,gh}$

h_1 h_2 h d_{out}

Where h = the water depth in m.

يمثل (h) عمق الماء في الخزان بوحدات (m).

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$A_{tank} = 200\ m^2,\ h_1 = 6\ m\ ,\ h_2 = 2\ m\ ,\ d_{out} = 5\ cm\ ,\ v_2 = \sqrt{2\,gh}$$

Find

اوجد

Time for the level to fall 2 m

الزمن اللازم لهبوط مستوى السائل بمقدار (2 m)

Assumptions

الافتراضات

Same as previous example, except the flow is unsteady

الافتراضات كما وردت في المثال السابق, باستثناء الجريان هنا هو جريان غير مستقر

Analysis

التحليلات

The level of water decreases with time, therefore the drainage of the tank is an unsteady state process. Since there is no inflow, therefore $(\dot{m})_{1n} = 0.00$). Applying the mass balance equation,

يتناقص مستوى الماء بمرور الوقت, وبالتالي فإن تصريف الماء من الخزان يعتبر عملية غير مستقرة. ونظرًا لعدم وجود جريان الى الخزان, لذلك ($(\dot{m})_{1n} = 0.00$).
نطبق معادلة موازنة الكتلة,

$$\rho_1\, v_1\, A_1 = \rho_2\, v_2\, A_2 + \frac{dm_{cv}}{dt} \qquad \text{(Eqn. 4.28)}$$

$$0.0 = \rho\, v_2\, A_2 + \frac{dm_{cv}}{dt}$$

Density of water ρ is constant, and A_2 is the cross section area of discharge.

تُعد كثافة الماء (ρ) ثابتة المقدار, كما يشير الرمز (A_2) الى مساحة مقطع انبوب التفريغ.

$$\rho\, v_2\, A_2 = -\frac{dm_{tank}}{dt}$$

Mass of water inside the tank at any time = V . ρ = A_{tank} . h . ρ

Substituting for v and dm_{tank} gives

$$\rho . \sqrt{h\,g}\ . A_2 = -\frac{d\,(A_{tank}\,h\,\rho)}{dt}$$

$$\rho . \sqrt{2\,gh}\ . A_2 = -A_{tank}\ \rho\ \frac{dh}{dt}$$

$$\sqrt{2\,g}\ . (A_2 / A_{tank})\ dt = -\frac{dh}{\sqrt{h}}$$

Integrating: باجراء التكامل:

$$[\sqrt{2\,g}\ .\ (A_2/A_{tank})]\int_0^t dt = -\int_{h_1}^{h_2}\frac{dh}{\sqrt{h}}$$

$$t = [\sqrt{h_1} - \sqrt{h_2}]/[(A_2/A_{tank})\ .\ \sqrt{2\,g}\ ]$$

$$A_2 = \pi\,(d_{out})^2/4 = \pi\,(0.05)^2/4 = 0.00196\ m^2$$

$$t = [\sqrt{6} - \sqrt{4}]/[(0.00196/200)\ .\ \sqrt{2 \times 9.81}\ ]$$

$$t = 0.449 \times 200/(0.00196 \times 4.429)$$

t = 10344.621 s = 10344.621/3600 = <u>2.873 hrs</u>

Comments

1. In this example, we considered the volume of the tank as the control volume
2. To estimate the time to empty the tank completely, we assign $h_2 = 0$ instead of $h_2 = 4$. This obviously will result in longer time.

الملاحظات

1. اعتبرنا في هذا المثال حجم الخزان هو حجم للتحكم.
2. لتقدير زمن تفريغ الخزان تماماً, يجب اعتماد ($h_2 = 0$) بدلاً من ($h_2 = 4$), ومن الطبيعي سيستغرق التفريغ الكامل وقتاً أطول.

4.6 Steady Flow Energy Equation

Energy balance at **steady state** means that *the total energy entering the system is equal to the energy leaving*. The total energy per unit mass E in kJ/kg for steady flow processes includes kinetic, potential and internal energy; it is expressed as

4.6 معادلة الطاقة للجريان المستقر

المقصود بموازنة الطاقة في **حالة الاستقرار** هو *أن الطاقة الكلية الداخلة الى المنظومة تساوي الطاقة الخارجة منها*. تشتمل الطاقة الكلية لوحدة الكتلة (E) بالوحدات (kJ/kg) لعمليات الجريان المستقر على الطاقة الحركية والطاقة الكامنة والطاقة الداخلية, حيث تُحسب (E) بموجب المعادلة التالية

$$E = U/m + KE/m + PE/m \qquad \text{(Eqn. 1.9)}$$

$$E = u + \frac{v^2}{2} + g\,z \qquad (4.29)$$

where u is the specific internal energy in kJ/kg.
The flowing fluid also posses the **flow energy** P *v* which must be included in equation 4.29,

يشير الرمز (u) الى الطاقة الداخلية النوعية بالوحدات (kJ/kg).
يمتلك المائع الجاري أيضًا طاقة **طاقة الجريان** (P *v*)التي يجب شمولها في المعادلة (4.29),

$$E = u + \frac{v^2}{2} + g\,z + P\,v \qquad (4.30)$$

Where v is the specific volume in m^3/kg,
Conducting energy balance for a unit mas

يمثل الرمز (v) الحجم النوعي بالوحدات (m^3/kg),
وبإجراء موازنة الطاقة لوحدة الكتلة نحصل على

$$u_1 + \frac{v_1^2}{2} + g\,z_1 + P_1\,v_1 = u_2 + \frac{v_2^2}{2} + g\,z_2 + P_2\,v_2 \qquad (4.31)$$

The equation for energy balance of a fluid stream with mass flow rate ($\dot{m}$) and uniform properties is expressed as

تُكتب معادلة توازن الطاقة لجريان مائع ذو خواص ثابتة بمعدل جريان كتلي ($\dot{m}$), كالآتي

$$\dot{m}\,[u_1 + \frac{v_1^2}{2} + g\,z_1 + P_1\,v_1] = \dot{m}\,[u_2 + \frac{v_2^2}{2} + g\,z_2 + P_2\,v_2] \qquad (4.32)$$

In terms of enthalpy,

بدلالة الانثالبي تصبح المعادلة,

$$\dot{m}\,[h_1 + \frac{v_1^2}{2} + g\,z_1] = \dot{m}\,[h_2 + \frac{v_2^2}{2} + g\,z_2\,] \qquad (4.33)$$

Including the flow of heat Q into the system and the rate of external work W_p done by the system in kW, the **steady flow energy equation** can be written as follows

وبشمول سريان الحرارة الداخلة الى المنظومة (Q) ومعدل الشغل الذي تنجزه المنظومة (W_p) بوحدات (kW) يمكننا كتابة **معادلة الطاقة للجريان المستقر** كما يلي

$$Q + \dot{m}\,[h_1 + \frac{v_1^2}{2} + g\,z_1] = \dot{m}\,[h_2 + \frac{v_2^2}{2} + g\,z_2] + W_p \qquad (4.34)$$

Note that W_p is actually the **power output** in kW from the system.
Thus for a single stream system, the steady flow energy balance equation is expressed as

لاحظ ان (W_p) هو في الواقع يمثل **القدرة المستحصلة** من المنظومة بوحدات (kW).
وهكذا, يمكن كتابة معادلة موازنة الطاقة للجريان المستقر لمنظومة احادية المجرى بالصيغة

$$Q - W_P = \dot{m}\,[(h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g\,(z_2 - z_1)] \qquad (4.35)$$

The equation is in fact the first law relationship for steady flow processes. For a unit mass, equation 4.35 becomes

وفي واقع الحال, تمثل هذه المعادلة صيغة القانون الاول لعمليات الجريان المستقر. واذا اعتمدنا وحدة الكتلة تصبح المعادلة (4.35) الآتي

$$q - w = [h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g\,(z_2 - z_1)] \qquad (4.36)$$

4.7 Application of the First Law to Industrial Equipment

Industrial plants usually operate at steady state; that is there are no changes with time. However, during start-up and shut down, the plant goes through **unsteady** or **transient operation**. At steady state, most engineering equipment, such as heat exchangers, pumps and compressors involve steady flow of fluids. Therefore, the first law formulation for steady fluid flow processes may form the basis for analysing industrial components. In what follows, we will apply the first law, or the energy balance relation, to some steady-flow industrial devices.

4.7 تطبيقات القانون الاول على المعدات الصناعية

تشتغل المنشآت الصناعية عادة في حالة الاستقرار, اي لاتحصل اي تغيرات بمرور الزمن. لكن في فترة بدء تشغيل المصنع وفترة إيقافه, يمر المصنع بحالة **تشغيل غير مستقر** أو **التشغيل العابر**. وفي حالة الاستقرار, تشتمل معظم المعدات الهندسية, مثل المبادلات الحرارية والمضخات والضواغط على جريان مستقر للموائع. وعليه فقد تشكل صيغة القانون الاول للعمليات الثرموديناميكية مستقرة الجريان أساساً لدراسة المعدات الصناعية وتحليلاتها. وفي ما يلي, سنطبق القانون الأول أو معادلة توازن الطاقة على الأجهزة الصناعية التي تشتغل بجريان مستقر.

4.7.1 Nozzles

A **nozzle** is a device that increases or decreases the velocity of the fluid therefore controls the flow and pressure of the fluid. There are two types, namely **convergent nozzles** and **divergent nozzles**, as shown in Fig 4.4.

4.7.1 الفوهات

الفوهة, او المنفث عبارة, عن جهاز يعمل على زيادة او تخفيض سرعة المائع الجاري, ولذلك يتحكم بجريان المائع وبضغطه. وهناك نوعان من الفوهات هما **الفوهات المتقاربة** و **الفوهات المتباعدة**, كما هو موضح في الشكل (4.4).

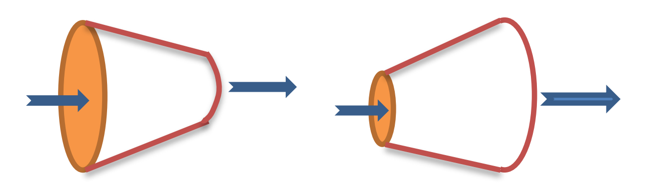


Figure 4. Converging & diverging nozzle **الشكل 4.4** فوهة متقاربة وفوهة متباعدة

The velocity of the fluid increases as it passes through the converging nozzle due to the increase in kinetic energy at the expense of pressure energy. Consequently, the **subsonic flow** is transformed to **sonic flow** in the throat of the nozzle. Sonic flow means *that the fluid has reached the speed of sound*.

تزداد سرعة المائع أثناء مروره عبر الفوهة المتقاربة بسبب زيادة الطاقة الحركية على حساب طاقة الضغط فيتحول **الجريان دون الصوتي** الى **جريان صوتي** في عنق الفوهة. والمقصود بالجريان الصوتي هو *ان المائع يجري بسرعة تساوي سرعة الصوت*.

This type of nozzles can be used to inject liquid or gas into the surrounding medium; this is what also known as a **fluid jet**. In fact, the fuel injectors of cars are gas jets and the Jacuzzi is a liquid jet.

يمكن استخدام هذا النوع من الفوهات لدفع السائل أو الغاز الى الوسط المحيط بالفوهة, ولهذا تُعرف الفوهة ايضاً بإسم **مُنفث الموائع**. وفي الواقع, تُّعد حاقنات الوقود في السيارات منفثات غازية, كما ان الجاكوزي هو منفث للسائل.

As for **divergent nozzles**, **subsonic flow** is characterized by an increase in pressure energy at the expense of kinetic energy, and accordingly the velocity decreases and the pressure increases at the exit. The diverging nozzle is also known as a **diffuser**. Diffusers are used in aircraft-jet engines to reduce the velocity of air discharged by the compressor and fed to the combustion chamber. However, divergent nozzles accelerate **sonic** or **supersonic flow** of the passing gas and therefore can be used to increase the velocity to very high value.

وبالنسبة **للفوهات المتباعدة**, يتعرض **الجريان دون الصوتي** فيها الى زيادة بطاقة الضغط على حساب انخفاض الطاقة الحركية, وتبعا لذلك تنخفض السرعة ويزداد الضغط عند خروج المائع منها. وتُعرف الفوهة المتباعدة ايضا بإسم **الناشر**. تستخدم الناشرات في محركات الطائرات لتخفيض سرعة الهواء الخارج من الضاغط قبل دفعه الى صندوق الاحتراق. اما في حالة مرور الغاز في الفوهة المتباعدة **بجريان صوتي** او **جريان فوق صوتي** فتعمل الفوهة على تعجيل الجريان, ولهذا يمكن استخدام الفوهات المتباعدة لزيادة السرعة الى مستويات عالية جداً.

The **converging-diverging nozzles** are called **Laval nozzles**; these are used in rocketry where hypersonic velocities are required. These nozzles accelerate subsonic flow up to the sonic velocity in the throat if the pressure ratio is high enough. The fluid then expands in the diverging section to approach supersonic flow.

تُعرف **الفوهات المتقاربة ـ المتباعدة** بإسم **فوهات لافال**, وهي تستخدم في صناعة الصواريخ حيث يلزم تدفق الغاز بسرع فائقة أعلى بكثير من سرعة الصوت. تعمل هذه الفوهات على تعجيل الجريان تحت الصوتي الى جريان صوتي في العنق عندما تكون نسبة الضغط مرتفعة نسبياً. ثم يتمدد المائع قي الجزء المتباعد فيتحول الجريان الى جريان فوق صوتي.

No work is done by nozzles, and the potential energy is negligible, the heat transfer rate between the fluid and the nozzle is very small and therefore the energy balance equation is reduced to

من المعروف أن الفوهات بانواعها لا تنجز الشغل, كما يمكن اهمال الطاقة الكامنة لكونها ضئيلة المقدار. وبما ان معدل انتقال الحرارة بين المائع والفوهة صغير جدًا, لذا تُختصر معادلة توازن الطاقة إلى

$$q - w = \left[h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g\,(z_2 - z_1)\right] \qquad \text{(Eqn. 4.36)}$$

$$q = 0.00,\ w = 0.00,\ g\,(z_2 - z_1) = 0.00,$$

$$0.00 = h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

$$h_1 - h_2 = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$ (Units in J/kg الوحدات لجميع المقادير هي) (4.37)

$$-q = (h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$ the equation includes heat losses (- q)

Sonic flow
جريان صوتي
Supersonic flow
جريان فوق صوتي
Subsonic flow
جريان تحت صوتي
Laval nozzle فوهة لافال

$$h_1 - h_2 = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + q \qquad \text{(Units in J/kg)} \qquad (4.37\text{-A})$$

Example 4.8

Air flows through a diverging nozzle of a jet engine with an inlet velocity of 180 m/s and low velocity at the exit. If the air enters the nozzle at 12^0C and 86 kPa, determine the mass flow rate of the air and the temperature of the air leaving the nozzle. The inlet diameter is 0.65 m.

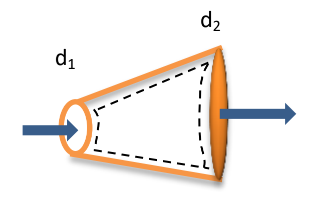
المثال 4.8

يدخل الهواء في فوهة متباعدة لمحرك نفاث بسرعة تبلغ (180 m/s), ويخلرج منها بسرعة منخفضة المقدار. فإذا كانت درجة حرارة الهواء في مدخل الفوهة (12^0C) والضغط بحدود (86 kPa),احسب قيمة معدل الجريان الكتلي ودرجة حراررة الهواء الخارج من الفوهة. علماً ان قطر مدخل الفوهة يساوي (0.65 m).

Cp = 1.004 kJ/kg K, R= 0.287 kJ/kgK

Solution

الحل



T_1 = 20 +273 K, P_1 = 85 kPa, v_1 = 180 m/s, $v_2 \approx 0.00$, d_1 = 0.65 m, C_p =1.004 kJ/kgK, R = 0.287 kJ/kgK

Find

اوجد

$(\dot{m})$, (T_2)

Assumptions

1. The flow is steady and subsonic
2. The air is a perfect gas
3. Potential energy, heat transfer and work are negligible
4. The kinetic energy at the exit is negligible because the velocity is low and therefore v_2 = 0.00

الافتراضات

1. الجريان مستقر وهو جريان دون صوتي
2. الهواء غاز تام
3. تُهمل مقادير كل من الطاقة الكامنة وانتقال الحرارة والشغل
4. نظراً لانخفاض السرعة تهمل الطاقة الحركية في مخرج الفوهة وعليه (v_2 = 0.00)

Analysis

The nozzle is considered as the control volume for this open system.

التحليلات

نتخذ الفوهة كحجم تحكم لهذه المنظومة المفتوحة.

The mass flow rate is given by

نحسب معدل الجريان الكتلي من المعادلة

$$\dot{m} = v_1 A_1 / v$$

The specific volume is calculated by the ideal gas law,

نحسب الحجم النوعي باستخدام قانون الغاز المثالي,

$$P v = RT$$

$$v = RT/P = 0.287 \times (20 + 273) /85$$

$$v = 0.989 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Now, the mass flow rate can be estimated,

الآن, يمكن تقييم معدل الجريان الكتلي,

$$A_1 = \pi d_1^2/4 = \pi \times 0.65^2/4$$

$$A_1 = 0.3318 \text{ m}^2$$

$$\dot{m} = v_1 A_1 / v = 180 \times 0.3318/0.989$$

To calculate T_2, we apply equation 4.37,

نطبق المعادلة (4.37) لحساب درجة الحرارة (T_2),

$$h_2 = h_1 - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \qquad \text{(from Eqn. 4.37)}$$

$$h_2 - h_1 = -\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

$$\Delta h = -\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

$$Cp\ \Delta T = -\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

$$C_p (T_2 - T_1) = -\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \qquad \text{(Units of } C_p \text{ are J)}$$

$$1.004 \times 10^3 (T_2 - 293) = -\frac{0.00^2 - 180^2}{2}$$

$$T_2 = 309.135 \text{ K} = \underline{36.135^\circ\text{C}}$$

Comments

الملاحظات

- The results show that the temperature increases as the velocity slows down in the diverging nozzle. This is due to the

- أظهرت النتائج أن درجة الحرارة تزداد مع تباطؤ السرعة في الفوهة المتباعدة. ويعزى السبب الى تحول

conversion of kinetic energy to internal energy.

- For supersonic flow, the temperature of air decreases at the outlet of the nozzle, due to the increase of the velocity.

الطاقة الحركية الى طاقة داخلية.

- للجريان فوق الصوتي, تنخفض درجة حرارة الهواء الخارج من الفوه بسبب ازدياد سرعته.

Exercise

تمرين

Repeat the calculations of example 4.8 for supersonic flow of air through a diverging nozzle. Use the following data

كرر حسابات المثال (4.8) لجريان الهواء فوق الصوتي عبر فوهة متباعدة. استخدم المعلومات التالية

d_1 = 25cm, P_1= 8 bar, T_1= 400°C, v_1= 410 m/s, v_2 = 706 m/s, C_p= 1.004 kJ/kgK, R = 0.287 kJ/kgK

4.7.2 Throttling Valves

4.7.2 صمامات خنق الجريان

The **throttling valve** is a device used to regulate the flow of a fluid. The flow of a fluid is said to be throttled when it passes through a restriction. The throttling valve is actually a partially open valve that causes pressure drop of the fluid (Fig. 4.5). An **orifice plate** may also be used as a throttling device. Since the valve is small in size, there will not be sufficient time for heat transfer and therefore (q = 0.0). It follows that throttling can be considered as a **steady state adiabatic process**.

الصمام الخانق هو جهاز يستخدم لتنظيم جريان الموائع. ويُعد الجريان جرياناً مخنوقاً عندما يمر من خلال تضيقة تعترض جريانه. والصمام الخانق هو في الواقع صمام مفتوح جزئيًا يتسبب في انخفاض ضغط المائع الجاري (الشكل 4.5). يمكن ايضاً استخدام **الصفيحة المثقوبة** كأداة لخنق الجريان. ونظرًا لصغر حجم الصمام فلن يكون هناك وقت كافٍ لانتقال الحرارة اي ان (q = 0.0) . وعليه تعتبرعملية خنق الجريان عملية بدون بادل حرري اي **عملية اديباتية مستقرة**.

Applying energy balance yields equal values of enthalpy at the inlet and outlet of the valve. This indicates that the throttling process occurs at constant enthalpy; therefore, it is called **isenthalpic process**.

عندما نطبق موازنة الطاقة عبر الصمام نحصل على قيم متساوية من الانثالبي في مدخل ومخرج الصمام, وهذا يشير الى ان عملية خنق الجريان تحدث بثبوت الانثالبي, لذا تسمى **عملية ايسنثالبية**.

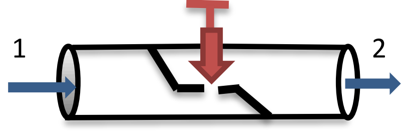


Figure 4.5 Throttle valve **الشكل 4.5** الصمام الخانق

$$h_1 = h_2 \tag{4.38}$$

The constant enthalpy of the fluid is a result of disregarding heat transfer q, work done w, potential energy and kinetic energy in equation 4.36

يُعزى سبب ثبوت الانثالبي الى اهمال كل من انتقال الحرارة (q), والشغل المنجز (w), والطاقة الكامنة وكذلك الطاقة الحركية في المعادلة (4.36).

The throttle is widely used in industry, including steam power plants as well as in air conditioning and refrigeration units.

يستخدم الصمام الخانق على نطاق واسع في المصانع, بما في ذلك محطات الطاقة البخارية وكذلك في اجهزة التكييف والتثليج.

Example 4.9

المثال 4.9

Steam at 300°C is throttled through an insulated throttling valve from a pressure of 6 MPa to 2 MPa. Calculate the final temperature of the steam.

يتم خنق جريان بخار الماء بدرجة حرارة (300°C) من خلال صمام خانق معزول حرارياً لتخفيض الضغط من (6 MPa) إلى (2 MPa). احسب درجة الحرارة النهائية للبخار.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$T_1 = 300^oC,\ P_1 = 6\ MPa,\ P_2 = 2\ MPa$$

Find

اوجد

The temperature T_2

درجة الحرارة (T_2)

Analysis

التحليلات

We read from steam tables the saturation temperature at 6 MPa, which is 275.6°C. Thus, the steam enters the throttling valve as superheated. The steam at the exit is still superheated, because the enthalpy of the dry saturated steam at 2 MPa is (2779.5 kJ/kg) which is lower than the enthalpy of the superheated steam at 6 MPa (2884.2 kJ/kg).
For a throttling process, we have $(h_1 = h_2)$, therefore the enthalpy at the exit is also 2884.2 kJ/kg at 2 MPa and at lower temperature. To find the temperature at the exit, we check the superheat steam tables for the temperature that corresponds to a pressure of 2 MP and an enthalpy of 2884.2 kJ/kg. The temperature is found to be between 225°C and 250°C corresponding to enthalpy values of 2835.8 kJ/kg and 2902.5 kJ/kg respectively. Therefore, we need to perform **linear interpolation** to find the correct value of temperature.

نقرأ من جداول بخار الماء درجة حرارة التشبع عند الضغط (6 MPa) والتي تساوي 275.6 درجة مئوية, وهي اقل من درجة حراته الفعلية, وعليه يدخل بخار الماء إلى الصمام الخانق كبخار محمص. يبقى البخار الخارج من الصمام محمصاً, وذلك لان مقدار الانثالبي للبخار المشبع الجاف الخارج من الصمام بضغط (2 MPa) يساوي (2779.5 kJ/kg) وهو اقل من انثالبي البخار المحمص عند الضغط (6 MPa) التي تتخذ المقدار (2884.2 kJ/kg).
نعلم ان عملية خنق الجريان تعني $(h_1 = h_2)$, وبناء على ذلك فإن انثالبي البخار الخارج تساوي (2884.2 kJ/kg) عند الضغط (2 MPa) وعند درجة حرارة اقل من (300°C).
ولإيجاد درجة حرارة البخار الخارج, نحدد درجة الحرارة في جداول بخار الماء المحمص التي تتوافق مع الضغط (2 MP) والانثالبي (2884.2 kJ/kg). وجدنا ان قيمة درجة الحرارة المطلوبة تقع بين (225°C) و (250°C) المقابلة لقيم الانثالبي (2835.8 kJ/kg) و (2902.5 kJ/kg) على التوالي. ولهذا, نحتاج إلى إجراء **الاستيفاء الخطي** لإيجاد درجة الحرارة الصحيحة.

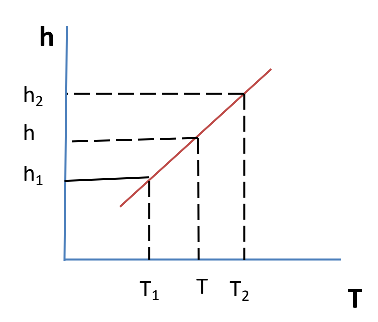


Figure 4.6 Linear interpolation **الشكل 4.6** الاستيفاء الخطي

The interpolation formula is

معادلة الاستيفاء الخطي هي

$$\frac{h - h_1}{T - T_1} = \frac{h_2 - h_1}{T_2 - T_1} \quad (4.39)$$

Substituting the values in equation 4.39,

وبتعويض القيم في المعادلة (4.39),

h_1 = 2902.5 kJ/kg, T_1 = 250°C, h_2 = 2835.8 kJ/kg, T_2 = 225°C, h = 2884.2 kJ/kg

$$\frac{2884.2 - 2835.8}{T - 225} = \frac{2902.5 - 2835.8}{250 - 225}$$

Solving,

T = 243.14°C

Comments

- In a similar manner we can estimate the final specific volume.
- If the enthalpy of the dry saturated steam h_g is found to be higher than the superheat enthalpy at the inlet, the steam at the exit would then be wet and the dryness fraction can be evaluated.
- Throttling is part of the refrigeration cycle. The liquid refrigerant is throttled through a capillary tube to a lower the pressure to yield saturated vapour at a very low temperature.

الملاحظات

- نستطيع تقييم الحجم النوعي النهائي للبخار بطريقة مماثلة.
- اذا وجد ان قيمة الانثالبي للبخار المشبع الجاف (h_g) اعلى من قيمة الانثالبي للبخار المحمص الداخل, فسيكون بخار الماء الخارج من الصمام رطباً ويمكن تقييم نسبة جفافه.
- عملية خنق الجريان, هي جزء من دورة التثليج في الثلاجات, حيث يُقلل ضغط سائل التثليج من خلال أنبوب شعري إلى ضغط منخفض لإنتاج بخار مشبع عند درجة حرارة منخفضة جداً.

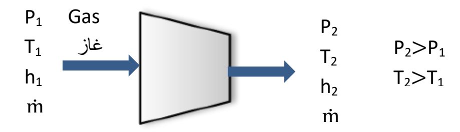
4.7.3 Compressors

A **compressor** is a device to increase the pressure of a gas, while **Pumps** are used to raise pressure of liquids. Compressors are widely used in processing plants of natural gas, in air conditioning equipment and in refrigeration plants. Various types of compressors are also used for compression of gases including air for storage purposes. High pressure values can be accomplished by the **reciprocating or piston compressors**. On the other hand, **rotary-centrifugal compressors** deliver higher discharge at lower pressures. However, modern multistage-centrifugal equipment can deliver much higher pressures.

To conduct an energy balance for a compressor, we assume that it is well insulated and therefore there is no heat exchange with the surroundings. Also, both kinetic energy and potential energy are small and can be neglected; thus, the energy balance equation 4.35 is modified to

4.7.3 الضواغط

الضاغط هو جهاز يعمل على زيادة ضغط الغاز, في حين تستخدم **المضخات** لرفع ضغط السوائل. تُستخدم الضواغط على نطاق واسع في مصانع معالجة الغاز الطبيعي وفي اجهزة تكيف الهواء وكذلك في محطات التثليج. كما تستخدم أنواع مختلفة من الضواغط لرفع ضغط الغازات بما في ذلك الهواء لاغراض التخزين. يمكن تحقيق ضغوط عالية عن طريق **الضواغط الترددية أو المكبسية**. ومن ناحية اخرى, توفر **ضواغط الطرد المركزي الدوارة** تدفقات عالية لكن بضغوط منخفضة نسبياً. مع ذلكً, يمكن الحصول على ضغوط اعلى بواسطة معدات الطرد المركزي متعددة المراحل الحديثة الصنع.



لإجراء موازنة الطاقة, نفترض أن الضاغط معزول جيدًا بحيث لا يوجد اي تبادل حراري مع المحيط. ويمكن ايضاً اهمال كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة لضآلة مقاديرها؛ ولهذا نستطيع تعديل معادلة توازن الطاقة (4.35) للضاغط الى الصيغة التالية

$$Q - W_p = \dot{m}\left[(h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g\,(z_2 - z_1)\right] \qquad \text{(Eqn. 4.35)}$$

In compressors, work is done on the system and heat is lost, thus, the energy balance is written as follows

ولما كانت الضواغط تنجز الشغل على المنظومة وتفقد الحرارة الى المحيط, تُكتب معادلة الطاقة كما يلي

$$W_p + \dot{m}\left[h_1 + \frac{v_1^2}{2} + g\,z_1\right] = \dot{m}\left[h_2 + \frac{v_2^2}{2} + g\,z_2\right] + Q$$

$$W_p = \dot{m}\left[(h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g\,(z_2 - z_1)\right] + Q \qquad (4.40)$$

W_p is the rate of work supplied to the compressor in kJ/s, or power input in kW.

وهنا (W_p) هو معدل تزويد الضاغط بالشغل (kJ/s), او القدرة المجهزة للضاغط بوحدات الكيلو واط (kW).

Disregarding the kinetic and potential energy, وباهمال الطاقة الحركية والطاقة الكامنة ,

$$W_p = \dot{m}\,(h_2 - h_1) + Q \qquad (4.41)$$

For an insulated compressors $Q = 0.0$ واذا كان اللضاغط المعزول حرارياً

$$W_p = \dot{m}\,(h_2 - h_1) \quad \text{(kW)} \qquad (4.42)$$

Example 4.10

المثال 4.10

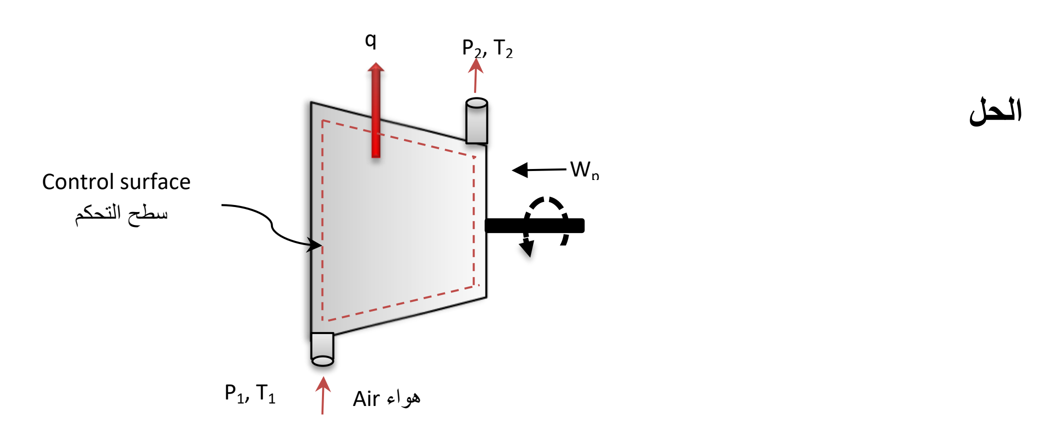
Air at atmospheric pressure and 12°C is compressed to 610 kPa and 127°C. If the mass flow rate of air is 0.025 kg/s, and the cooling water absorbs 12 kJ/kg of heat, evaluate the power input to the compressor. Assume that the changes in kinetic energy and changes in potential energy are negligible.

يُرفع ضغط الهواء من الضغط الجوي ودرجة الحرارة (12°C) الى ضغط مقداره (610 kPa) ودرجة حرارة تساوي (127°C). فإذا كان معدل الجريان الكتلي للهواء (0.025 kg/s) وكان ماء التبريد يمتص (12 kJ/kg) من الحرارة, احسب القدره المجهزة للضاغط. افترض أن التغيرات في الطاقة الحركية وفي الطاقة الكامنة ضئيلة بحيث يمكن اهمالها.

Solution



الحل



Schematic of the Compressor رسم تخطيطي للضاغط

Given

المعلوم

$$T_1 = 12^{\circ}C,\ P_1 = 101.325\ kPa,\ T_2 = 127^{\circ}C,\ P_2 = 610\ kPa,\ \dot{m} = 0.025\ kg/s,\ q = 12\ kJ/kg$$

Find

اوجد

The power input $W_p = (\dot{m} \times w)$

القدرة المجهزة الى الضاغط $(W_p = \dot{m} \times w)$

Assumptions

الافتراضات

- Steady flow process.
- Kinetic and potential energy are negligible, thus Δ KE = 0.00 and Δ PE = 0.00
- Air is an ideal gas.

- عملية النضغاط مستقرة الجريان.
- الطاقة الحركية والطاقة الكامنة مهملة.
- الهواء غاز مثالي.

Analysis

التحليلات

The compressor is considered as the control volume for the system. We apply equation 4.41

نتخذ جهاز الضاغط كحجم تحكم للمنظومة الثرموديناميكية ونطبق المعادلة (4.41)

$W_p = \dot{m}(h_2 - h_1) + Q$ (Eqn. 4.41)

$W_p = \dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{m}q$

The enthalpy of an ideal gas depends on temperature only. We find the enthalpies from the properties table for air,

تعتمد مقادير الانثالبي للغاز المثالي على درجة الحرارة فقط, لذا نستخرج مقادير الانثالبي من جداول خواص الهواء

h_1 at 285 K ≈ 285kJ/kg, h_2 at 400 K ≈ 401 kJ/kg

Substituting, بالتعويض,

$W_p = 0.025 \times (401 - 285) + 0.025 \times 12$

Power input W_p = 3.2 kW

Comments

- We can solve the example by $\Delta h = C_p\Delta T$, if air is considered as a perfect gas.
- For an insulated compressor, the heat Q can be disregarded from equation 4.41. The power input in this case is equal to the change in enthalpy.
- The enthalpy is given by ($h = u + Pv$)
  The change in enthalpy Δh gives rise to the increase in internal energy, which in turn results in the rise of the air temperature. The rest of the enthalpy is consumed to increase the air pressure. Thus, in thermodynamics, enthalpy is not the same as heat content, because the enthalpy change results in the change of internal energy Δu, plus $\Delta(P.v)$ which is the potential to do work. However, there is no work done during reactions, therefore, the enthalpy in chemistry can be called **heat content**, thus ($\Delta h = q$).

الملاحظات

- يمكننا حل المثال من خلال المعادلة ($\Delta h = C_p\Delta T$) بإعتبار الهواء غازاً تاماً.
- إذا كان الضاغط معزولاً حرارياً فيمكن اهمال الحرارة (Q) من المعادلة (4.41) وتصبح القدرة المجهزة للضاغط في هذه الحالة مساوية إلى مقدار التغيربانثالبي.
- تُعطى الانثالبي من المعادلة ($h = u + Pv$)

حيث يُسبب التغير بالانثالبي (Δh) زيادة في الطاقة الداخلية مما يؤدي الى ارتفاع درجة حرارة الهواء, بينما يُستهلك ما تبقى من الانثالبي لرفع ضغط الهواء. وهكذا نجد في علم ديناميك الحرارة ان المحتوى الحراري يختلف عن الانثالبي. لأن تغيير مقدار الانثالبي ينتج عنه تغيير في الطاقة الداخلية (Δu) بالإضافة إلى ($\Delta(P.v)$) الذي يخص امكانية انجاز الشغل. ونظراً لعدم وجود شغل منجز أثناء التفاعلات الكيميائية, فيمكن تسمية الانثالبي **بالمحتوى الحراري**, اي ان التغير بمقدار الانثالبي (Δh) في مفاهيم علم الكيمياء يساوي التغير بكمية الحرارة (q) فقط.

4.7.4 Turbines

A **turbine** is a mechanical device composed of a series of blades mounted on a shaft; it converts the fluid flow-energy into mechanical work or power.

4.7.4 التوربينات

التوربين عبارة عن جهاز ميكانيكي يتألف من عدد من الشفرات او الريش مركبة على عمود الدوران, وهو يقوم بتحويل طاقة الجريان التي يحملها المائع الجاري إلى شغل ميكانيكي او قدرة ميكانيكية.

The pressurised fluid sets the turbine blades into a rotational motion to generate power. Steam turbines are used to generate electric energy and a steam turbine coupled to a generator is known as **turbo generator**. **Gas turbines** are also employed in the generation of power from the combustion of fuel gas. Some modern automobile engines are powered by gas turbines to develop higher power output. Turbines are also used to produce **hydropower** and wind power. The energy balance equation for a turbine is

وينتج التوربين القدرة نتيجة الحركة الدورانية المتولدة بفعل المائع المضغوط على ارياش التوربين. تُستخدم التوربينات البخارية في محطات انتاج الطاقة البخارية لتوليد الطاقة الكهربائية, حيث يُعرف التوربين البخاري المقترن بمولد الكهرباء باسم **المولد التوربيني**. كما تُستخدم **التوربينات الغازية** أيضًا لتوليد الطاقة الكهربائية من احتراق غازات الوقود. وكذلك تستخدم التوربينات الغازية في تشغيل بعض محركات السيارات الحديثة لانها قادرة على توليد طاقة دفع عالية. ومن تطبيقات التوربينات أيضًا إنتاج **الطاقة الكهرومائية** وتوليد الكهرباء من طاقة الرياح. تُكتب معادلة توازن الطاقة للتوربين بالصيغة

$$\dot{m}\,[h_1 + \frac{v_1^2}{2} + g\,z_1] = \dot{m}\,[h_2 + \frac{v_2^2}{2} + g\,z_2] + Q + W_p$$

$$\dot{m}\,(h_1 - h_2) = Q + W_p + \dot{m}\,(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}) \qquad (4.43)$$



Figure 4.7 Turbine blades **الشكل 4.7** ارياش التوربين

For an insulated turbine Q = 0.0, and neglecting KE and PE,

وفي حالة عزل التوربين حرارياً واهمال كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة,

$$W_{p,T} = \dot{m}\,(h_1 - h_2) \qquad (4.44)$$

Where W_p is the power output of the turbine. Note that the velocity of the fluid encountered in turbines is quite high. However, the change in kinetic energy remains very small compared to the change in enthalpy and therefore can be ignored.

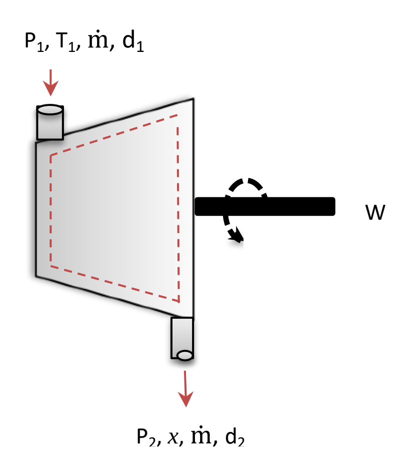
يمثل الرمز ($W_{p,T}$) القدرة المستحصلة من التوبين. لاحظ أن سرعة المائع في التوربينات تكون عالية جدًا, ومع ذلك يبقى مقدار التغيير في الطاقة الحركية صغيراً جدًا مقارنة بالتغير في بالانثالبي وبالتالي يمكن اهماله.

Example 4.11

Steam at 2.5 MPa and 450°C enters an insulated steam turbine and leaves as dry saturated vapour at 40 kPa. The mass flow rate of the steam is 4.5 kg/s; the inlet pipe diameter is 6 cm and the outlet pipe diameter is 30 cm. (a) Determine the power output of the turbine. (b) Can we ignore the kinetic energy?

المثال 4.11

يدخل بخار الماء بضغط (2.5 MPa) ودرجة حرارة (450°C) الى توربين بخاري معزول حرارياً, ويخرج كبخار مشبع جاف عند الضغط (40 kPa). فاذا علمت ان معدل الجريان الكتلي للبخار يساوي (4.5 kg/s), وان قطر انبوب دخول البخار (6 cm) وقطر انبوب خروجه (30 cm), (أ) احسب مقدار الطاقة المستحصلة من التوربين. (ب) هل يمكننا اهمال الطاقة الحركية؟



Schematic of the turbine رسم تخطيطي للتوربين

Given **المعلوم**

P_1 = 2.5 MPa, T_1= 450°C, P_2 = 40 kPa, d_1 = 6 cm, d_2 = 30 cm, $\dot{m}$ = 4.5 kg/s

Find **اوجد**

a- The power output $W_{p,T}$
b- Kinetic energy

أ- القدرة المستحصلة من التوربين ($W_{p,T}$)
ب- الطاقة الحركية

Assumptions **الافتراضات**

- Steady flow steam expansion process
- Potential energy change, $\Delta PE = 0.0$
- Kinetic energy change, $\Delta KE = 0.0$ for (a)
- No heat exchanges, Q = 0.0

- عملية تمدد البخار هي عملية جريان مستقر
- التغير بالطاقة الكامنة مهمل ($\Delta PE = 0.0$)
- التغير بالطاقة الحركية مهمل ($\Delta KE = 0.0$) لحل (a)
- لا يوجد تبادل حراري (Q = 0.0)

Analysis

التحليلات

(a) The turbine is considered as the control volume of this system. We first find the enthalpies of steam at the inlet and outlet. The steam enters the turbine as superheated and leaves as dry saturated with an enthalpy equal to h_g. Values of the enthalpy are found from the steam tables.

(أ) نتخذ التوربين كحجم تحكم لهذه المنظومة. ونوجد اولاً قيم الانثالبي للبخار الداخل للتوربين وللبخارالخارج منه, حيث يدخل بخار الماء التوربين كبخار محمص ويخرج منه كبخار مشبع جاف يحمل الانثالبي (h_g). تُستخرج قيم الانثالبي من جداول بخار الماء.

From the superheat steam tables, نقرأ في جداول بخار الماء المحمص,

h_1 at 2.5 MPa and 450°C = 3350.8 kJ/kg

From the saturated steam tables, نقرأ في جداول بخار الماء المشبع,

$h_2 = h_g$ at 40 kPa = 2636.7 kJ/kg

We assume that kinetic energy is negligible and apply equation 4.43 to find the power output $W_{p,T}$.

نفترض أن الطاقة الحركية مهملة ونطبق المعادلة (4.43) لايجاد القدرة المستحصلة ($W_{p,T}$).

$$W_{p,T} = \dot{m}\,(h_1 - h_2) \quad \text{(Eqn. 4.44)}$$

$$W_{p,T} = 4.5\,(3350.8 - 2636.7) = \underline{3213.45}\ \underline{\text{kW}}$$

(b) we calculate the kinetic energy,

(ب) نحسب مقدار الطاقة الحركية لغرض المقارنة,

$$KE = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

$\dot{m} = A_1\,\rho_1\,V_1 = A_1 V_1/\,v_1$, The velocity $V_1 = \dot{m}\,v_1/A_1$

From super heat steam tables, نستخرج من جداول البخار الحمص,

$v_1 = 0.13014\ m^3/kg$

$A_1 = \pi d_1^2/4 = \pi \times 0.06^2/4 = 0.0028\ m^2$

$V_1 = \dot{m}\,v_1/A_1 = 4.5 \times 0.13014/0.0028 = 209.153$ m/s

$$A_1\,\rho_1\,V_1 = A_2\,\rho_2\,V_2 \quad \text{(Eqn. 4.26)}$$

$\dot{m} = (A_1\,V_1)/\,v_1 = (A_2\,V_2)/\,v_2$

$A_2 = \pi d_2^2/4 = \pi \times 0.3^2/4 = 0.\ 07068\ m^2$

From saturated steam tables $v_2 = v_g$ نستخرج من جداول بخار الماء الشبع قيمة

$v_2 = v_g$ at 40 kPa = 3.993 m^3/kg

$v_2 = \dot{m}\, v_2/A_2$ = 4.5 x 3.993/0. 07068 = 254.223 m/s

$$\Delta KE = \dot{m}\,(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}) = 4.5 \times \frac{254.223^2 - 209.153^2}{2} = 46989\ J/s = \underline{46.989\ kJ/s}$$

(KE/W_p) 100 = (46.989/3213.45) x 100 = <u>1.46%</u> , this is less than 2% and is often neglected.
نلاحظ ان نسبة الطاقة الحركية اقل من 2 % لذا يمكن اهمالها.

Comments

- If the kinetic energy in this example is included in the calculations, that would affect the power output value of the turbine by 1.46%, which is insignificant.
- Examples 4.10 and 4.11 can be solved using the general energy balance equation (eqn. 4.35). In this case the **sign convention** appears in the answer. The power input to the compressor will be negative and the power output of the turbine will be positive, and heat losses are negative (-Q), or may be added to the right-hand side of the equation as (+Q).

الملاحظات

- إذا تم تضمين الطاقة الحركية في حسابات هذا المثال, فسيؤثر ذلك على قيمة القدرة المستحصلة من التوربين بنسبة 1.46٪ وهي نسبة صغيرة غير مؤثرة .
- يمكن حل المثالين (4.10) و (4.11) باستخدام معادلة توازن الطاقة العامة (المعادلة 4.35). وفي هذه الحالة ستظهر **الاشارة الاتجاهية** في الإجابة. وبالتالي, ستكون القدرة المزودة للضاغط سالبة والقدرة المستحصلة من التوربين موجبة, حيث تُكتب المفقودات الحرارية بالسالب (-Q), او تضاف الى الجانب الايمن من المعادلة كمقدارموجب (+Q).

4.7.5 Heat Exchange Equipment

Heat exchangers are used extensively in refineries and other industries. A simple **double pipe heat exchanger** consists of two concentric pipes, as shown in Fig 4.8.

4.7.5 معدات التبادل الحراري

تستخدم **المبادلات الحرارية** على نطاق واسع في مصافي النفط والمصانع الاخرى. ويتألف المبادل الحراري مزدوج الانابيب او **المبادل الحراري الانبوبي** البسيط من انبوبين متمركزين كما هو مبين في الشكل (4.8).

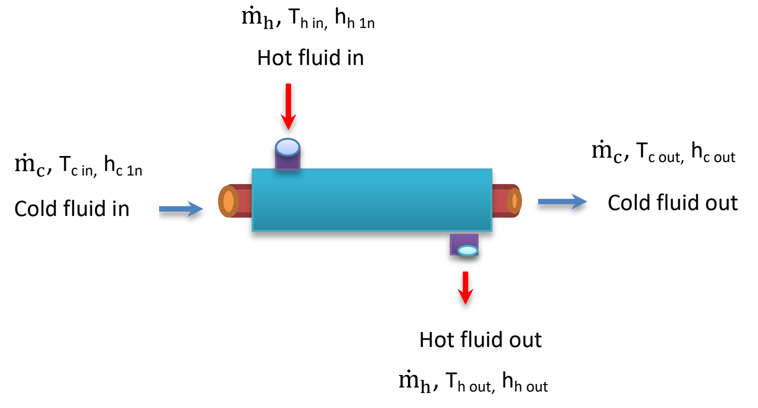


Figure 4.8 Double pipe heat exchanger
الشكل 4.8 المبادل الحراري الانبوبي

The cold fluid flows in the inner pipe and the hot fluid flows in the **shell** which is the **annular space** between the two pipes. This type is small in size and not popular in industry. The most common equipment are the **shell and tube heat exchangers**. This type consists of a bundle of tubes surrounded by an insulated metal-shell. Good examples are industrial condensers, heat recovery exchangers and coolers. **Boilers** are heat exchange devices that include a heating source. In power plants, boilers generate steam using direct heating by burners that consume fuel gas or fuel oil.

The energy balance for a heat exchanger disregards potential energy, kinetic energy and work. Accordingly, at steady state, the change in enthalpy for the hot fluid equals the change in enthalpy for the cold fluid. Thus, equation 4.35 is reduced to

يجري المائع البارد في الانبوب الداخلي بينما يجري المائع الساخن في **الغلاف** اي في **الفراغ الحلقي** بين الانبوبين, ونادراً ما يستخدم هذا النوع في المصانع لصغر حجمه. فالمعدات الأكثر شيوعاً هي **المبادلات الحرارية ذات الغلاف والأنابيب**. يتكون هذا النوع من حزمة من الأنابيب محاطة بغلاف معدني معزول حرارياً, ومن افضل الامثلة على ذلك المكثفات الصناعية ومبادلات استرداد الحرارة والمبردات الصناعية. اما **الغلايات** او **المراجل** فهي عبارة عن أجهزة تبادل الحراري تشتمل على مصدر حراري يؤدي مهمة التسخين. وتستخدم المراجل البخارية لتوليد بخار الماء في محطات انتاج الطاقة الكهربائية, حيث يُستخدم التسخين المباشر بواسطة المشاعل التي اما تستهلك الوقود الغازي أو الوقود السائل.

عندما نطبق موازنة للطاقة على المبادل الحراري, تُحذف الطاقة الكامنة والطاقة الحركية وكذلك الشغل من معادلة توازن الطاقة. وبناء على ذلك, وفي حالة استقرار الجريان, يصبح التغيير بمقدار الانثالبي للمائع الساخن يساوي التغير في الانثالبي للسائل البارد. وهكذا تُختصرالمعادلة (4.35) إلى

$$\dot{m}_h\,(h_{h\,1n} - h_{h\,out}) = \dot{m}_c\,(h_{c\,out} - h_{c\,in}) \qquad (4.45)$$

$\dot{m}_h$ = mass flow rate of the hot fluid (kg/s)

$\dot{m}_c$ = mass flow rate of the cold fluid (kg/s)

$h_{h\ 1n}$ = specific enthalpy of the hot fluid entering the heat exchanger (kJ/kg)

$h_{h\ out}$ = specific enthalpy of the hot fluid exiting the heat exchanger (kJ/kg)

$h_{c\ in}$ = specific enthalpy of the cold fluid entering the heat exchanger (kJ/kg)

$h_{c\ out}$ = specific enthalpy of the cold fluid exiting the heat exchanger (kJ/kg)

Next, we will solve an example for the performance of the double pipe heat exchanger.

$\dot{m}_h$ = معدل الجريان الكتلي للمائع الساخن بوحدات (kg/s)

$\dot{m}_c$ = معدل الجريان الكتلي للمائع البارد بوحدات (kg/s)

$h_{h\,1n}$ = الانثالبي النوعية للمائع الساخن الداخل الى المبادل بوحدات (kJ/kg)

$h_{h\,out}$ = الانثالبي النوعية للمائع الساخن الخارج من المبادل بوحدات (kJ/kg)

$h_{c\,in}$ = الانثالبي النوعية للمائع البارد الداخل الى المبادل بوحدات (kJ/kg)

$h_{c\,out}$ = الانثالبي النوعية للمائع البارد الخارج من المبادل بوحدات (kJ/kg)

وفيما يلي, سنحل مثالاً على اداء المبادل الحراري الانبوبي.

Example 4.12

المثال 4.12

An insulated double pipe heat exchanger is used to heat water from 30°C to 70°C at the rate of 1.25 kg/s. Heating-oil at 160°C enters the shell side at the rate of 2.15 kg/s. Determine the temperature of the oil exiting the exchanger.

يستخدم مبادل حراري انبوبي معزول حرارياً لتسخين الماء من (30°C) الى (70°C) بمعدل جريان مقداره (1.25 kg/s). يدخل زيت التسخين الى غلاف المبادل الحراري بدرجة حرارة تساوي (160°C) وبمعدل جريان مقداره (2.15 kg/s). احسب درجة حرارة الزيت الخارج من المبادل الحراري.

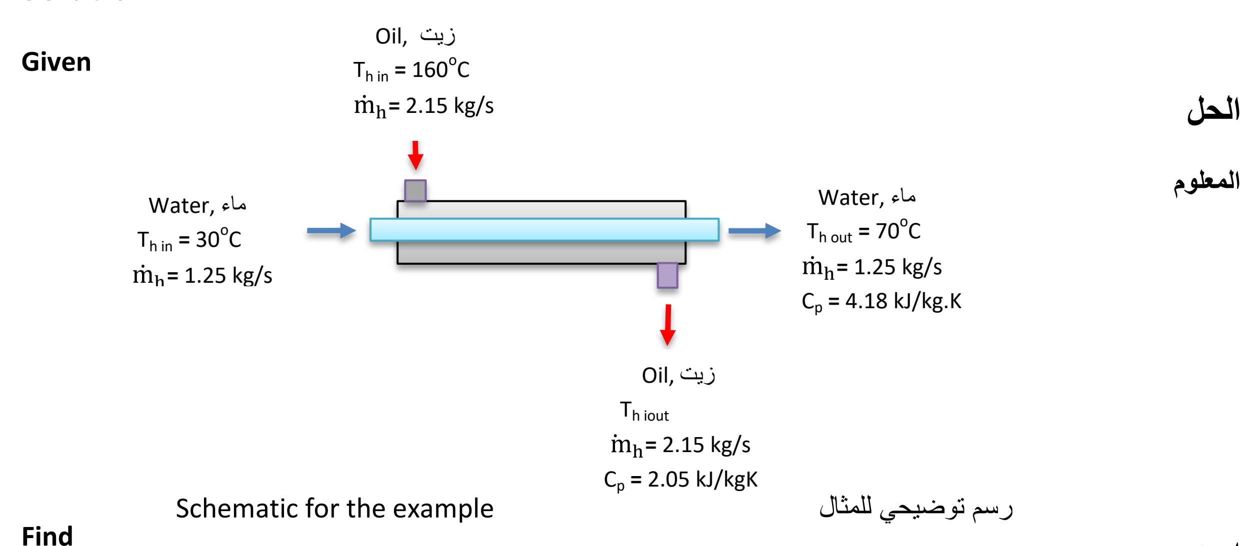
$$C_{p.water} = 4.18 \text{ kJ/kg.K} \quad , \quad C_{p.oil} = 2.05 \text{ kJ/kg.K}$$

Solution

الحل

Given

المعلوم



Schematic for the example

رسم توضيحي للمثال

Find

اوجد

The water temperature at the exit $T_{h\ iout}$

درجة حرارة الماء الخارج من المبادل الحراري $(T_{h\ iout})$

Assumptions

الافتراضات

- Steady flow heat exchange process
- Kinetic and potential energy changes are negligible
- No heat exchange with the environment
- No work done

- تحدث عملية التبادل الحراري بجريان مستقر
- تُهمل الطاقة الحركية و الطاقة الكامنة
- لايوجد تبادل حراري مع المحيط
- لايوجد شغل مُنجز

Analysis

التحليلات

The heat exchanger is considered as the control volume of the system. Under steady state conditions and the mentioned assumptions, we can use the equation 4.45, that is

تتخذ المبادل الحراري كحجم تحكم للمنظومة. بتطبيق الافتراضات المذكورة في اعلاه, وفي ظل حالة الاستقرار, يمكننا استخدام المعادلة (4.45), اي

$$\dot{m}_h (h_{h\,1n} - h_{h\,out}) = \dot{m}_c (h_{c\,out} - h_{c\,in}) \qquad \text{(Eqn. 4.45)}$$

$$\Delta h = C_p \Delta T$$

Substituting in terms of C_p, وبالتعويض بدلالة (C_p)

$$\dot{m}_h C_{p\,oil} (T_{h\,in} - T_{h\,out}) = \dot{m}_c C_p (T_{c\,out} - T_{c\,in})$$

Inserting the known values, وبادخال المقادير المعلومة,

$$2.15 (160 - T_{h\,out}) = 1.25 (70 - 30)$$

Comments

If the exchanger is used as a condenser, or to heat up steam, the corresponding enthalpies can be found from steam tables.

الملاحظات

اذا استخدم المبادل الحراري لغرض تكثيف بخار الماء, او تسخينه, فيمكن الحصول على قيم الانثالبي المناسبة من جداول بخار الماء.

4.7.6 Flow in Pipes and Conduits

Steady flow of fluids in pipes and ducts is common in industry. Long pipe lines carrying water or oil and process unit's pipes are normally well insulated. So, disregarding heat losses, work and other forms of energy makes the energy balance on the system irrelevant. However, for pipes with heating sections, such as the type used in home heating, an energy balance is required. Obviously, no work is done inside these pipes and both kinetic and potential energy changes may be neglected. Thus, the energy balance will be as follows

4.7.6 الجريان في الانابيب والقنوات

نعلم ان جريان الموائع المستقر في الأنابيب والقنوات امر شائعً في المجالات الصناعية. وعادةً تكون الأنابيب الطويلة التي تنقل الماء أوالنفط والانابيب التي تنقل الموائع ما بين وحدات المصانع معزولة جيدًا, لذلك يكون فقدان الحرارة منها ضئيلاً. وباهمال الشغل وأشكال الطاقة الأخرى يصبح اجراء موازنة الطاقة عديم الجدوى. ولكن, يجب اجراء موازنة الطاقة للانابيب التي تشتمل على ملفات تسخين, مثل النوع المستخدم في تدفئة المنازل. وبطبيعة الحال, لا يُنجز الشغل داخل هذه الأنابيب, وكذلك يمكننا إهمال تغيرات الطاقة الحركية والطاقة الكامنة, وعليه تصبح موازنة الطاقة كما يلي

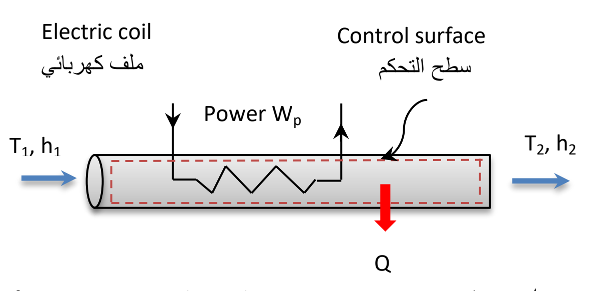


Figure 4.9 Heating pipe **الشكل 4.9** انبوب تسخين

Energy in = Energy out

$\Delta KE = 0, \quad \Delta PE = 0$

$W_p + \dot{m}\, h_1 = Q_{lost} + \dot{m}\, h_2$

$$W_p = Q_{lost} + \dot{m}\,(h_2 - h_1) \qquad (4.46)$$

Note that the control volume for this system is fixed around the heating section of the pipe.

لاحظ ان حجم التحكم بهذه المنظومة مثبت حول جزء الانبوب الخاص بالتسخين.

W_p = power input in Watt

W_p = معدل الطاقة او القدرة المجهزة بوحدات الواط

Q_{lost} = rate of heat losses from the system in J/s or W

Q_{lost} = معدل فقدان الحرارة من المنظومة بوحدات (J/s) او (W)

Example 4.13

المثال 4.13

Air at 15°C is passed over an electric coil fixed inside a pipe as part of the heating system in a building. The power input to the heating coil is 16 kW and the air volumetric flow rate is 2.5 m^3/s. If the heat lost to the surrounding is 250 W, calculate the temperature of air at the exit.

يُمرر الهواء بدرجة حرارة (15°C) فوق ملف كهربائي مثبت داخل أنبوب كجزء من نظام التدفئة في مبنى معين. وقد بلغ مقدار القدرة المجهزة لملف التسخين (16 kW), وكان معدل جريان الهواء الحجمي بحدود ($2.5\ m^3/s$). فإذا كان معدل فقدان الحرارة الى المحيط يساوي (250 W), احسب درجة حرارة الهواء الخارج من انبوب التسخين.

$C_p = 1.005\ kJ/kgK,\ \rho = 1.2\ kg/m^3$

Solution

الحل

Given

المعلوم

$T_1 = 15°C,\ W_p = 16\ kW,\ \dot{Q} = 2.5\ m^3/s,\ Q_{lost} = 250\ W,\ \rho_{air} = 1.2\ kg/m^3,\ C_p = 1.005\ kJ/kgK$

Find

اوجد

Exit temperature of air T_2

درجة حرارة الهواء الخارج (T_2)

Assumptions

الافتراضات

- Steady flow process
- Kinetic and potential energy changes are negligible
- Air is a perfect gas, thus constant specific

- تحدث عملية تبادل حراري بجريان مستقر
- تُهمل الطاقة الحركية و الطاقة الكامنة
- الهواء غاز تام, لذا تكون حراراته النوعية ثابتة

Analysis

التحليلات

The control volume is fixed around the heating section of the pipe, see Fig 4.9.

نتخذ جزء الانبوب الخاص بالتسخين كحجم للتحكم, انظر الشكل (4.9).

Apply energy balance, equation 4.46,

نطبق معادلة توازن الطاقة المعادلة (4.46),

$$W_p = Q_{lost} + \dot{m}\,(h_2 - h_1) \qquad \text{(Eqn. 4.46)}$$

$$H = C_p\,\Delta T$$

$$W_p = Q_{lost} + \dot{m}\,C_p\,(T_2 - T_1)$$

$$\dot{m} = \dot{Q}\,.\,\rho \quad , \quad \dot{m} = 2.5 \times 1.2 = 3 \text{ kg/s}$$

Substitution yield, بالتعويض نحصل على

$$16 \times 10^3 = 250 + 3 \times 1.005 \times 10^3\,(T_2 - 15)$$

$$T_2 = \underline{20.2^{o}C}$$

Comments

الملاحظات

Theoretically, we can get a higher air temperature by reducing heat losses or adjusting the flow rate of air. Moreover, the heating coil can be connected to a variable power supply to adjust the heating rate and vary the temperature of air at the exit.

من الناحية النظرية, يمكننا تسخين الهواء الى درجة حرارة أعلى من (20.2°C) عن طريق تقليل فقدان الحرارة أو تقليل معدل جريان الهواء. علاوة على ذلك, يمكن توصيل ملف التسخين بمصدر متغيرالطاقة الكهربائية لضبط معدل التسخين وتغيير درجة حرارة الهواء الخارج.

4.7.7 Mixing of Fluids

4.7.7 خلط الموائع

Mixing two streams of fluids can be accomplished by joining two pipes using pipe fittings such as T or Y junctions. **Mixing chambers** may also be employed for this purpose. Mixing of cold water with hot water, or with steam, are typical examples.

يمكن خلط تيارين من الموائع عن طريق ربط أنبوبين باستخدام وصلات الأنابيب مثل تقاطعات T أو Y, ويمكن أيضًا استخدام اوعية او **صناديق الخلط** لهذا الغرض. وان خلط الماء البارد بالماء الساخن أو الماء بالبخار هما مثالان يجسدان هذه العملية.

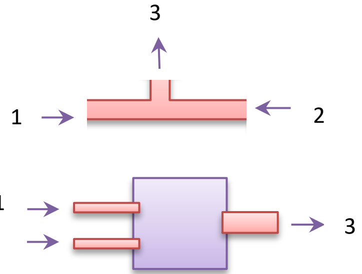


Figure 4.10 Mixing of two streams of fluids

الشكل 4.10 الخلط بين مجراين من الموائع

The energy balance of the mixing process includes enthalpies only; other terms of energy and work are neglected because of their small value.

ترتكز موازنة الطاقة لعملية الخلط على الانثالبي فقط, حيث تُهمل قيم الطاقات الاخرى والشغل لضآلة مقاديرها.

Mass balance, موازنة الكتلة,

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (4.47)$$

Energy balance, موازنة الطاقة,

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2$$

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 \quad (4.48)$$

Example 4.13

المثال 4.13

3.5 kg/s of water at 60°C is heated by mixing with steam in an insulated mixing chamber. Superheated steam at 250°C and 400 kPa is supplied to the chamber. The mixture leaves the chamber as liquid water at 100°C. How much steam must be supplied to the chamber per hour?

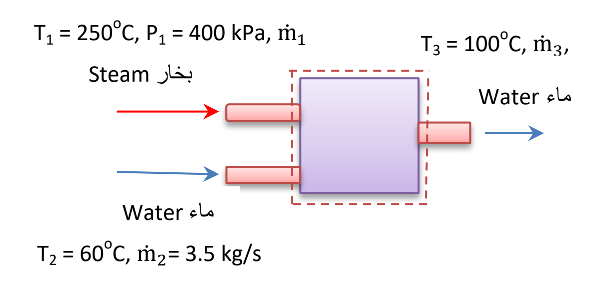
يُسخن الماء الجاري بمعدل (3.5 kg/s) وبدرجة (60°C) عن طريق خلطه ببخار الماء في صندوق خلط معزول حرارياً. يُزود الصندوق بالبخار المحمص بدرجة حرارة مقدارها (250°C) وبضغط (400 kPa). يخرج الخليط من الصندوق على هيئة ماء سائل بدرجة الحرارة (100°C). ما مقدار البخار الذي يجب تزويده في كل ساعة الى صندوق الخلط ؟

Solution

الحل

Given

المعلوم



Schematic of the mixing chamber رسم توضيحي لصندوق الخلط

Find

اوجد

Rate of steam supply $\dot{m}_1$

معدل جريان البخار الداخل ($\dot{m}_1$)

Assumptions

- Steady flow mixing process
- Potential and kinetic energy changes are negligible
- No work done and no heat exchange with the surroundings
- $C_{p,\,water}$ is constant

الافتراضات

- تُعد عملية الخلط عملية مستقرة الجريان
- تهمل التغيرات بالطاقة الحركية وبالطاقة الكامنة
- لايوجد شغل منجز ولا يوجد تبادل حراري مع المحيط
- ($C_{p,\,water}$) ثابتة المقدار

Analysis

We consider the whole mixing chamber as the control volume.

التحليلات

نتخذ صندوق الخلط باكمله كحجم للتحكم.

We apply the energy balance equation,

نطبق معادلة توازن الطاقة ,

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)\, h_3 = \dot{m}_1\, h_1 + \dot{m}_2\, h_2 \qquad \text{(Eqn. 4.48)}$$

h_1 = 2964.2 kJ/kg (from super heat steam tables (من جداول بخار الماء المحمص)

$h_2 = h_f$ at 60^0C = 251.1 kJ/kg (from saturated steam tables (من جداول بخار الماء المشبع)

$h_3 = h_f$ at 100^oC = 419 kJ/kg (from saturated steam tables)

Substituting, وبالتعويض نحصل على,

$(\dot{m}_1 + 3.5)\, 419 = (\dot{m}_1 \times 2964.2) + (3.5 \times 251.1)$

$3.5\,(419 - 251.1) = \dot{m}_1 (2964.2 - 419)$

$\dot{m}_1$ = <u>0.231 kg/s</u>

Comments

- Since the water in the chamber is at 400 kPa, it may be considered as compressed liquid. However, the pressure is low and it is not included in the compressed water tables. Thus, the enthalpies are approximated by h_f of the saturated steam tables.
- A good example of mixing of two streams is the mixing of hot and cold water for domestic use.

الملاحظات

- بما ان الماء الموجود في صندوق الخلط هو تحت تأثير الضغط (400 kPa), فهذا يشير الى امكانية اعتباره كسائل مضغوط. لكن قيمة الضغط منخفضة نسبياً ولم تُذكر في جداول الماء السائل المضغوط. ولهذا استخرجت قيم الانثالبي من جداول بخار الماء المشبع باعتبارها مساوية الى (h_f) على وجه التقريب.
- من الأمثلة الجيدة على خلط تيارين من الموائع هو الخلط بين الماء الساخن والبارد لغرض الاستخدام المنزلي.

4.8 Limitations of the First Law

The first law of thermodynamics deals with the exchange of energy between a system and its surroundings, particularly, transfer of heat and work across the boundaries of the thermodynamic system. One of the limitations is that the law does not give any indication of the direction of the heat transfer. It does not tell us anything about the conditions of transferring heat into work, and it says nothing about whether the process is possible or not. It also does not indicate whether a process is **spontaneous**. In contrast, the **second law of thermodynamic** indicates the quality of different forms of energy, and also specifies the direction of spontaneous processes.
The second law will be discussed in the next chapter.

4.8 محددات استخدام القانون الأول

يتعامل القانون الأول لديناميك الحرارة مع عمليات تبادل الطاقة بين المنظومة ومحيطها الخارجي؛ على وجه الخصوص انتقال الحرارة والشغل عبر تخوم المنظومة الثرموديناميكية. ولكن هناك محددات للقانون, حيث انه لا يعطي أي إشارة عن اتجاه انتقال الحرارة. وإنه لا يعلمنا بشيء عن ظروف كيفية تحويل الحرارة إلى الشغل, ولا يذكر شيئًا عما إذا كان ممكن حدوث العملية أم لا. كما أنه لا يعطي اشارة الى ما اذا كانت العملية تحدث **تلقائياً** اوغير ذلك. وبالمقابل, **يشيرالقانون الثاني لديناميك الحرارة** الى جودة الطاقة بشتى اشكالها, ويحدد ايضاً اتجاه العمليات التي تحدث تلقائياً.
سنناقش القانون الثاني في الفصل القادم.

Review Questions and Problems

R_o = 8.314 kJ/kmol.K

اسئلة المراجعة والمسائل

4.1 Discuss the principles of conservation of energy. How does it apply in thermodynamics?

4.1 ناقش قااعدة حفظ الطاقة, كيف تُطبق القاعدة في علم ديناميك الحرارة؟

4.2 State the first law of thermodynamics.

4.2 اذكر نص القانون الاول لديناميك الحرارة.

4.3 How does the first law apply to the thermodynamic cycle? What relationship for the first law applies to cycles?

4.3 كيف يُطبق القانون الأول على الدورة الثرموديناميكية؟ ما هي معادلة القانون الأول التي تنطبق على الدورات الثرموديناميكية؟

4.4 Discuss the application of the first law to a process. Derive two formats of a relationship describing the first law.

4.4 ناقش كيف يتم تطبيق القانون الاول على العملية الثرموديناميكية. إشتق صيغتين للعلاقة التي تخص القانون الاول.

4.5 A quantity of air is contained in a cylinder-piston device. The air is heated at constant pressure of 300 kPa. The amount of heat added to the air is 28 kJ and the change in internal energy of the air is 18 kJ. If the diameter of the piston is 40 cm, calculate the distance travelled by the piston.

4.5 تُحفظ كمية من الهواء في جهاز مكبس وأسطوانة. وقد سًخن الهواء عند ضغط ثابت مقداره (300 kPa), وكانت كمية الحرارة المضافة اليه تساوي (28 kJ), والتغير في طاقته الداخلية (18 kJ). فاذا كان قطر المكبس يساوي (40 cm), احسب المسافة التي يقطعها المكبس اثناء حركته.

Ans. 26.66 cm الجواب

4.6 A 4 kW fan is used for air circulation in a large hall. If the heat losses mount to 5% of the power input, calculate the change in internal energy for one hour operation.

4.6 تُستخدم مروحة قدرتها الكهربائية (4 kW) لتدوير الهواء في قاعة كبيرة الحجم. فاذا علمت ان مقدار المفقودات الحرارية تصل إلى 5٪ من القدرة المجهزة, احسب مقدار التغير في الطاقة الداخلية لمدة ساعة واحدة من التشغيل.

Ans. 1.79×10^4 kJ الجواب

4.7 Define the specific heat at constant volume. Show how C_v is related to the amount of heat Q for a perfect gas.

4.7 عرّف الحرارة النوعية بثبوت الحجم. وضح كيف ترتبط الحرارة النوعية (C_v) بكمية الحرارة (Q) للغاز التام.

4.8 Define the specific heat at constant pressure. Show how C_p is related to the amount of heat Q for a perfect gas.

4.8 عرّف الحرارة النوعية بثبوت الضغط. وضح كيف ترتبط الحرارة النوعية (C_p) بكمية الحرارة (Q) للغاز التام.

4.9 What is the difference between an ideal gas and a perfect gas?

4.9 ما الفرق بين الغاز المثالي والغاز التام؟

4.10 How do you apply the ideal gas law to determine the mass of a quantity of nitrogen kept at 15°C and 3 bar in a cubical vessel with a side length of 50 cm?

4.10 كيف تطبق قانون الغاز المثالي لحساب كتلة كمية من غاز النايتروجين محفوظة بدرجة حرارة مقدارها (15°C) وتحت ضغط قدره (3 bar) في وعاء مكعب الشكل طول ضلعه (50 cm)؟

4.11 Determine the isentropic work required to compress oxygen in an insulated cylinder from an initial volume of 1.0 m^3 to 0.2 m^3. The initial pressure and temperature are 200 kPa and 25°C respectively.

4.11 احسب الشغل الايسنتروبي اللازم لتغير حجم غاز الاوكسجين من (1.0 m^3) الى (0.2 m^3) نتيجة رفع ضغطه في وعاء اسطواني معزول حرارياً. علماً ان الضغط الابتدائي يساوي (200 kPa) ودرجة الحرارة الابتدائية (25°C).

$MW_{oxygen} = 32$, $C_p = 0.918$ kJ/kgK

Ans. 449.528 kJ الجواب

4.12 Define enthalpy and show how it relates to internal energy.

4.12 عرّف الانثالبي ووضح كيف ترتبط الانثالبي بالطاقة الداخلية.

4.13 If 2.5 kg of air was kept in a rigid vessel at a pressure of 450 kPa and 300°C; estimate the heat rejected when the gas is cooled until the pressure falls to 250 kPa. Assume that the air is a perfect gas, take MW = 29 and $\gamma = 1.4$.

4.13 اذا علمت ان 2.5 كغم من الهواء كانت محفوظة في وعاء صلب عند ضغط مقداره (450 kPa) ودرجة حرارة (300°C), قدر كمية الحرارة المفقودة عند تبريد الغاز حتى ينخفض الضغط إلى (250 kPa). افترض أن الهواء غاز تام, واتخذ (MW = 29) و ($\gamma = 1.4$).

4.14 A mass of 16 kg of air is heated in a piston-cylinder arrangement from 27°C to 80°C by an electric heating wire. The pressure inside the cylinder is kept constant during the heating process. If the power supplied to the heating element is 0.25 kW, (a) show that the electric power supply W_p in kW for a time t seconds is given by:

4.14 سُخنت كتلة من الهواء مقدارها (16 kg) في منظومة أسطوانة ومكبس من (27°C) الى (80°C) بواسطة سلك تسخين كهربائي, حيث أبقي الضغط داخل الأسطوانة ثابتًا أثناء عملية التسخين. فإذا كانت القدرة الكهربائية المجهزة للسخان تساوي (0.25 kW), (أ) اثبت ان القدرة الكهربائية المجهزة (W_p) بوحدات (kW) لفترة زمنية قدرها (t) بوحدات ثانية تعطى من المعادلة:

$$W_p \times t = m\,(h_2 - h_1) + Q$$

(b) Calculate heat losses to the environment for one hour heating. Consider air as a perfect gas with C_p =1.005 kJ/kgK

(ب) احسب مقدارالحرارة المفقودة من المنظومة الى المحيط لفترة ساعة واحدة من التسخين. اعتبر الهواء غازا تاماً حيث (C_p =1.005 kJ/kgK)

Ans. 47.76 kJ الجواب

4.15 Use the steam tables to estimate the specific volume, internal energy, enthalpy and pressure for 2 kg of wet steam, with quality of 0.95, kept in a vessel at 180°C.

4.15 استخدم جداول بخار الماء لتقدير الحجم النوعي والطاقة الداخلية والانثالبي وكذلك الضغط لكمية من بخار الماء الرطب كتلتها (2 kg) وجودتها (0.95) محفوظة في وعاء عند درجة حرارة مقدارها (180°C).

4.16 Discuss the principles of conservation of mass. Write the general equation for mass balance.

4.16 ناقش مبادىء قانون حفظ الكتلة. اكتب المعادلة العامة لتوازن الكتلة.

4.17 How do you conduct a mass balance for a transient process? Give examples of some transient processes in thermodynamics.

4.17 كيف يمكنك اجراء موازنة الكتلة على عملية غير مستقرة (عملية عابرة)؟ أذكر أمثلة على بعض العمليات العابرة في مجال علم ديناميك الحرارة.

4.18 Wet steam with a quality of 0.95 flows in a pipe at a pressure of 2 bar. If the diameter of the pipe is 4 cm and the velocity of the steam is 5 m/s, calculate the mass flow rate. If the pipe is connected to another pipe with a diameter of 6 cm, what will be the velocity of the steam in the second pipe?

4.18 يجري بخار ماء رطب بجودة مقدارها (0.95) في انبوب تحت تأثير الضغط (2 bar). فاذا علمت ان قطر الانبوب يساوي (4 cm) وسرعة جريان البخار (5 m/s), احسب معدل الجريان الكتلي للبخار.
في حالة توصيل الانبوب بانبوب آخر قطره (6 cm), فما سرعة جريان بخار الماء في الانبوب الثاني؟

4.19 Repeat the calculations for problem 4.18 when the wet steam is replaced by superheated steam at 300 kPa and 180°C.

4.19 كرر حسابات المسألة 4.18 عندما يُستبدل البخار الرطب ببخار ماء محمص عند ضغط (300 kPa) ودرجة حرارة (180°C).

4.20 Crude oil of density 862 kg/m^3 is flowing in a pipe having an internal diameter 10 cm. This pipe branches into two pipes, each with a diameter of 5.0 cm. If the flow rate in the first pipe is 1.4 x 10^{-3} m^3/s, calculate

a- The mass flow rate in the first pipe and in the branches of the pipe.

b- The average velocity in the first pipe and in the branches of the pipe.

4.20 يجري نفط خام كثافته (862 kg/m^3) في انبوب قطره الداخلي (10 cm). يتفرع الانبوب إلى انبوبين قطر كل منها (5.0 cm) فاذا كان معدل جريان النفط في مدخل الانبوب الأول يساوي (1.4 x 10^{-3} m^3/s) احسب

(أ) معدل الجريان الكتلي في الانبوب الأول وفي فرعي الانبوب.

(ب) متوسط السرعة في الانبوب الأول وفي فرعي الانبوب.

Ans. 0.178 m/s, 0.356 m/s) الجواب

4.21 A cylindrical storage tank, diameter 10 m, contains water to a depth of 8 m. The tank is drained through a valve of diameter 6 cm attached to the bottom. Calculate the time required for the water level to drop 3 m. The average velocity of water leaving the valve is given by

4.21 يحتوي خزان اسطواني الشكل قطره (10 m) على ماء بعمق (8 m). يتم تفريغ الخزان من خلال صمام قطره (6 cm) مثبت في اسفل الخزان. احسب الزمن اللازم لانخفاض مستوى سطح الماء بمقدار (3 m). علماً ان متوسط سرعة الماء الخارج من الصمام يُعطى من المعادلة التالية

$$v = \sqrt{2\,gh}$$

4.22 Carry out an energy balance for a steady flow process through a control volume. Compare the final equation with the first law.

4.22 قم بإجراء موازنة الطاقة لعملية جريان مستقر خلال حجم تحكم معين. قارن بين المعادلة النهائية لموازنة الطاقة والقانون الاول.

4.23 List some of the common equipment that requires energy balance to evaluate their performance. Search the Internet for photos of the equipment.

4.23 اذكر بعض المعدات الشائعة التي تتطلب اجراء موازنة طاقة لتقييم ادائها. ابحث في الانترنت للحصول على صور لهذه المعدات.

4.24 What is a nozzle? Discuss the different types of nozzles and their uses in industry.
Air flows through a diverging nozzle of a jet engine with an inlet velocity of 200 m/s and low velocity at the exit. If the air enters the nozzle at 15^{0}C and 90 kPa, determine the mass flow rate of the air and the temperature of the air leaving the nozzle. The inlet diameter is 0.60 m.

4.24 ما هي الفوهة؟ ناقش الأنواع المختلفة للفوهات واستخداماتها في المصانع.
يدخل الهواء الى فوهة متباعدة في محرك نفاث بسرعة مقدارها (200 m/s) ويخرج منها بسرعة منخفضة المقدار. فاذا كانت درجة حرارة الهواء الداخل (15^{0}C) وضغطه يساوي (90 kPa), احسب معدل الجريان الكتلي للهواء ودرجة حرارة الهواء الخارج من الفوهة. علماً ان قطر فتحة الدخول للفوهة يساوي (0.60 m).

Cp = 1.004 kJ/kg K, R= 0.287 kJ/kgK

4.25 Steam enters a converging nozzle at a velocity of 12 m/s. The steam condition at the inlet is 800 kPa and 350°C; at the outlet, it is 200 kPa and 250°C. If the heat losses mount to 10 kJ, and the diameter of the inlet is 28 cm, calculate the velocity and the volumetric flow rate of the steam leaving the nozzle.

4.25 يدخل بخار الماء في فوهة متقاربة بسرعة (12 m/s), حيث تتحدد حالة البخار الداخل بالضغط (800 Pa) ودرجة الحرارة (350°C), وحالة البخار الخارج بالضغط (200 kPa) ودرجة الحرارة (250°C). إذا كان مقدار الحرارة المفقوداة يساوي (10 kJ), وكان قطر فتحة المدخل (28 cm), احسب سرعة البخار الخارج من الفوهة ومعدل جريانه الحجمي.

Ans. 601 m/s, 2.5 m^3/s الجواب

4.26 Nitrogen at 100 kPa and 10°C enters an insulated diffuser with a velocity of 200 m/s and leaves with a low velocity at 120 kPa. If the area of the diffuser at the outlet is 5 times the inlet area, calculate the exit velocity and exit temperature of the nitrogen. Assume nitrogen behaves as a perfect gas.

4.26 يدخل غاز النايتروجين بضغط (100 kPa) ودرجة حرارة (10°C) الى ناشر معزول حرارياً بسرعة قدرها (200 m/s) ويخرج منه بسرعة منخفضة وضغط مقداره (120 kPa). إذا كانت مساحة مخرج الناشر تساوي 5 اضعاف مساحة مدخله, احسب سرعة النايتروجين الخارج ودرجة حرارته. افترض ان النايتروجين غاز تام.

C_p = 1.040 kJ/kgK, MW = 28

Ans. 29.23°C, 35.6 m/s الجواب

4.27 Carbon dioxide enters an insulated converging nozzle at 1.2 MPa and 450°C; it leaves at 150 kPa with a velocity of 400 m/s. If the diameter of the inlet is 7 cm and the flow rate is 95 kg/min, calculate the velocity of the gas at the inlet and the temperature at the exit. Assume that the specific heat of carbon dioxide is constant.

4.27 يدخل غاز ثاني أوكسيد الكربون الى فوهة متقاربة معزولة حرارياً عند الضغط (1.2 MPa) ودرجة الحرارة (450°C), ويخرج منها بضغط (150 kPa) وبسرعة مقدارها (400 m/s). إذا كان قطر المدخل (7 cm) ومعدل الجريان يساوي (95 kg/min), احسب سرعة الغاز الداخل الى الفوهة ودرجة الحرارة الغازالخارج. افترض ان الحرارة النوعية لغاز ثاني اوكسيد الكاربون ثابتة المقدار.

R = 0.1889 kJ/kgK , C_p = 1.12 kJ/kgK

Ans. 46.8 m/s, 379.5°C الجواب

4.28 Air enters an adiabatic diverging nozzle at 75 kPa and 8°C with a velocity of 280 m/s. The gas leaves the nozzle at 90 kPa and 25°C, evaluate the velocity of the air at the exit and find the value of the ratio A_1/A_2.

4.28 يدخل الهواء إلى فوهة اديباتية متباعدة بضغط (75 kPa) ودرجة حرارة (8°C) وبسرعة مقدارها (280 m/s). يخرج الغاز من الفوهة بضغط (90 kPa) ودرجة حرارة تساوي (25°C), احسب سرعة الهواء عند المخرج وأوجد قيمة النسبة (A_1/A).

Cp = 1.004 kJ/kgK

Ans. 210.39 m/s, 0.664 الجواب

4.29 What is a throttling valve? Why is it used? Provide some examples for throttle valves used in industrial processes. Explore the Internet for some drawings and photos of throttle valves.

4.29 ما هو صمام خنق الجريان؟ لماذا يستخدم هذا الصمام؟ اذكر بعض الامثلة للصمامات الخانقة المستخدمة في العمليات الصناعية. تصفح الانترنت للحصول على بعض الرسومات والصور لصمامات خنق الجريان.

4.30 Why is the throttling process adiabatic? Develop the energy balance equation for throttling.

4.30 لماذا تكون عملية خنق الجريان عملية اديباتية؟ اشتق معادلة موازنة الطاقة لعملية خنق الجريان.

4.31 Steam at 400°C is throttled through an insulated throttling valve from a pressure of 7.0 MPa to 2.5 MPa. Calculate the final temperature of the steam.

4.31 يُخفض ضغط بخار الماء من (7 MPa) إلى (2.5 MPa) اثناء مروره بصمام خانق للجريان معزول حرارياً. احسب درجة الحرارة النهائية للبخار.

4.32 Wet steam is throttled from 1200 kPa to 50 kPa and 100°C; estimate the dryness fraction of the steam entering the throttle valve.

4.32 يُخفض ضغط بخار الماء الرطب من (1200 kPa) الى ضغط (50 kPa) والى درجة حرارة (100°C) عن طريق خنق الجريان, قدر نسبة الجفاف للبخار الداخل لصمام خنق الجريان.

Ans. 0.948 الجواب

4.33 Use the Internet and other available sources to write an article on compressors.

4.33 استعين بالإنترنت والمصادر الأخرى المتاحة لكتابة مقال يخص الضواغط.

4.34 Air at atmospheric pressure and 280 K is compressed to 650 kPa and 390 K. If the mass flow rate of air is 0.023 kg/s and the cooling water absorbs 15 kJ/kg of heat, evaluate the power input to the compressor. Assume that the changes in kinetic energy and changes in potential energy are negligible.

4.34 يُضغط الهواء من الضغط الجوي ودرجة الحرارة (280 K) الى الضغط (650 kPa) ودرجة الحرارة (390 K). فإذا كان معدل الجريان الكتلي للهواء يساوي (0.023 kg/s) وكان ماء التبريد يمتص (15 kJ/kg) من الحرارة, احسب القدره المزودة للضاغط. افترض أن التغيرات في الطاقة الحركية والتغيرات في الطاقة الكامنة ضئيلة بحيث يمكن اهمالها.

4.35 Carbon dioxide at 1 bar and 10°C is compressed to 575 kPa and 150°C. If the gas enters the insulated compressor at a volumetric flow rate of 0.25 m^3/s, determine the power input to the compressor and the volumetric flow rat at the exit. Assume CO_2 a perfect gas.

4.35 يُرفع ضغط غاز ثاني اوكسيد الكاربون من (1 bar) و (10°C) الى (575 kPa) و (150°C). فاذا كان الغاز يدخل الضاغط المعزول حراريا بمعدل جريان حجمي مقداره (0.25 m^3/s), اوجد القدرة المجهزة الى الضاغط ومعدل الجريان الحجمي للغازالخارج من الضاغط. افترض ان غاز ثاني اوكسيد الكاربون غاز تام.

R = 0.1889 kJ/kgK , C_p = 0.91 kJ/kgK

Ans. 0.467 kg/s, 59.495 kW, 0.064 m^3/s الجواب

4.36 Nitrogen is compressed from 120 kPa and temperature 290 K to 1.0 MPa. The gas enters the compressor at a volumetric flow rate of 2.2 m^3/s. If the power input is 500 kW and heat loss is 18 kJ/kg, evaluate the mass flow rate of the nitrogen and the temperature at the exit.

4.36 يُضغط النايتروجين من (120 kPa) ودرجة حرارة (290 K) إلى (1.0 MPa), حيث يدخل الغاز إلى الضاغط بمعدل جريان حجمي مقداره ($2.2\ m^3/s$). إذا كانت القدرة المجهزة للضاغط (500 kW) وفقدان الحرارة بحدود (18 kJ/kg), احسب معدل الجريان الكتلي للنايتروجين ودرجة حرارته عند موقع خروجه من الضاغط.

C_p = 1.040 kJ/kgK , R = 0.298 kJ/kgK

Ans. 3.054 kg/s, 430.11 K الجواب

4.37 What do you know about turbines? Search the Internet for information about the uses of turbines in industry.

4.37 ماذا تعرف عن التوربينات؟ ابحث في الإنترنت عن معلومات حول استخدام التوربينات في المجالات الصناعية.

4.38 Steam at 2.0 MPa and 350°C enters an insulated steam turbine and leaves as dry saturated vapour at 40 kPa. The mass flow rate of the steam is 3.5 kg/s and the inlet pipe diameter is 5 cm. Determine the power output of the turbine and the volumetric flow rate of the steam at the outlet. Ignore the kinetic and potential energies.

4.38 يدخل بخار الماء بضغط (2.0 MPa) ودرجة حرارة (350°C) الى توربين بخاري معزول حرارياً, ويخرج منه كبخار مشبع جاف بضغط (40 kPa). اذا علمت ان معدل الجريان الكتلي للبخار هو (3.5 kg/s), وان قطر انبوب دخول البخار (6 cm), حدد مقدار القدرة المستحصلة من التوربين واحسب معدل الجريان الحجمي للبخارفي موقع خروجه من التوربين. اهمل الطاقة الحركية والطاقة الكامنة.

Ans. 1751 kW, 13.975 m^3/s الجواب

4.39 Steam enters an adiabatic turbine at 4.5 MPa and 450°C and leaves at 40 kPa with a quality of 90%. The velocity of the steam at the inlet is 75 m/s. The mass flow rate is 13 kg/s. Calculate (a) ignoring the kinetic energy, the power output of the turbine and (b) the diameter of the inlet pipe.

4.39 يدخل بخار الماء في توربين اديباتي بضغط (4.5 MPa) و (450°C) ويخرج منه عند (40 kPa) وبجودة قدرها 90٪. وكانت سرعة البخار عند المدخل (75 m/s) ومعدل الجريان الكتلي (13 kg/s). اهمل الطاقة الحركية واحسب (أ) القدرة التي يولدها التوربين (ب) قطر أنبوب المدخل.

Ans. 11.94 MW, 12.5 cm الجواب

4.40 Solve problem 4.39 to find the outlet diameter and the power output of the turbine with the kinetic energy included and an exit velocity of 200 m/s.

4.40 كرر حل المسألة 4.39 لايجاد قطرالانبوب الخارج من التوربين وايجاد القدرة المستحصلة منه بشمول الطاقة الحركية واعتبار سرعة البخار الخارج تساوي (200 m/s).

Compare and discuss results of the two problems.

قارن وناقش نتائج المسألتين.

4.41 Air enters an adiabatic turbine at a velocity of 38 m/s. It is expanded from 1.5 MPa and 400°C to atmospheric pressure and 80°C. The diameter of the inlet pipe is 40 cm and the diameter of the exit pipe is 85 cm. Evaluate (a) the mass flow rate of the air and (b) The turbine power output.

4.41 يدخل الهواء في توربين اديباتي بسرعة مقدارها (38 m/s), حيث يتم تمدده من (1.5 MPa) و (400°C) إلى الضغط الجوي ودرجة الحرارة (80°C). اذا كان قطر انبوب دخول الهواء الى التوربين (40 cm) وقطر أنبوب خروجه (85 cm), احسب (أ) معدل الجريان الكتلي للهواء و (ب) القدرة المستحصلة من التوربين.

Cp = 1.004 kJ/kg K, R= 0.287 kJ/kgK

Ans. 37.1, 11.971 MW الجواب

4.42 Write an article on heat exchangers, indicating their types and uses in industry.

4.42 اكتب ما تعرفه عن المبادلات الحرارية مبيناً انواعها واستخداماتها في الصناعة.

4.42 Boilers, furnaces and condensers are important equipment in power plants; discuss this statement.

4.42 تعتبر الغلايات والأفران والمكثفات من المعدات المهمة في محطات توليد الكهرباء, ناقش هذه العبارة.

4.43 Water (C_p = 4.18 kJ/kg) is heated from 20°C to 65°C in a double pipe heat exchanger at the rate of 1.3 kg/s. The heating is accomplished by an industrial liquid (C_p = 2.25 kJ/kgK); it is available at 150°C and runs through the shell at the rate of 2.15 kg/s. Determine the exit temperature of the heating liquid.

4.43 يُسخن الماء (Cp = 4.18 kJ / kg) من 20 درجة مئوية إلى 65 درجة مئوية في مبادل حراري انبوبي بمعدل جريان (1.3 kg/s). يتم تسخين الماء بواسطة سائل صناعي (Cp = 2.25 kJ / kgK)ز يدخل السائل الى غلاف المبادل بمعدل (2.15 kg/s) وبدرجة الحرارة (150°C). حدد درجة حرارة خروج سائل التسخين.

4.44 Steam is condensed in a shell and tube heat exchanger at 100°C. Cooling water enters the tubes at 12°C and leaves at 25°C. The flow rate of the water is 18 kg/s. Considering that the condenser is thermally insulated, estimate the flow rate of the condensate.

4.44 يتكثف بخار الماء في في مبادل حراري من نوع حزمة الانابيب المحاطة بغلاف عند درجة حرارة ثابتة مقدارها (100°C). يدخل ماء التبريد الأنابيب بدرجة الحرارة 12 درجة مئوية, ويخرج منها عند 25 درجة مئوية بمعدل جريان مقداره (18 kg/s). احسب معدل جريان البخار المتكثف باعتبار ألمبادل الحراري معزول حرارياً.

C_p = 4.18 kJ/kgK

Ans. 24.076 kg/s الجواب

4.45 A cross flow heat exchanger is used to heat air (C_p = 1.0 kJ/kgK) at a rate of 1.3 kg/s from an initial temperature of 25°C. The hot gas (C_p = 1.09 kJ/kgK) flows across the tubes

4.45 يُستخدم مبادل حراري متقاطع الجريان لتسخين الهواء (Cp = 1.0 kJ / kgK) من درجة الحرارة الابتدائية 25 درجة مئوية بمعدل (1.3 kg/s). يتدفق الغاز الساخن (Cp = 1.09 kJ / kgK) عبر الانابيب بمعدل جريان كتلي

at a rate of 0.86 kg/s. The hot gas is cooled from 150°C to 85°C. Evaluate the rate of heat transfer from the hot gas and the temperature of the air leaving the tubes of the exchanger.

مقداره (0.86 kg/s) فيبرد من 150 درجة مئوية إلى 85 درجة مئوية. احسب معدل انتقال الحرارة من الغاز الساخن, ودرجة حرارة الهواء الخارج من أنابيب المبادل الحراري.

Ans. 60.931 kJ, 71.87°C الجواب

4.46 What is the significance of piping in industry? Write about the different types.

4.46 ما هي اهمية منظومات الانابيب في المصانع؟ اكتب عن انوعها المختلفة.

4.47 How can you conduct the material and energy balance for mixing of more than one fluid stream?

4.47 كيف يمكنك اجراء موازنة الكتلة والطاقة لعملية خلط اكثر من مجرى من للموائع؟

4.48 Heat is dissipated from electronic components at the rate of 200 W. The components are fixed inside a circular duct and are cooled by a stream of air 28°C and 1 bar. The air leaves the duct at 40°C. If the duct has a square section with a side length of 25 cm and the inlet velocity of the air is 0.16 m/s, calculate the rate of heat transfer from the outer surface to the surroundings.

4.48 تتبدد الحرارة بمعدل (200 W) من مكونات الكترونية مثبتة داخل قناة انبوبية الشكل. يتم تبريد الاجزاء الالكترونية بواسطة تيار من الهواء يدخل القناة بدرجة حرارة مقدارها (28°C) وضغط (1 bar) ويخرج من منها عند (40°C). فإذا كانت القناة مربعة المقطع بطول ضلع يساوي (25 cm), وكانت سرعة دخول الهواء (0.16 m/s), احسب معدل انتقال الحرارة من السطح الخارجي للقناة الى المحيط.

C_p = 1.005 kJ/kg K, R= 0.287 kJ/kgK

Ans. 61.31 J/s الجواب

4.49 Steam at 2.5 MPa and 350°C is transported by a pipeline of diameter 18 cm with a velocity of 2.6 m/s. Further down, the pipeline, the size is changed to 15 cm and the new conditions of the steam are 2 MPa and 300°C. Evaluate (a) the mass flow rate of thee steam and (b) the rate of heat transfer.

4.49 يجري بخارالماء عند الضغط (2.5 MPa) ودرجة الحرارة (350°C) في خط أنابيب قطره (18 cm) وبسرعة مقدارها (2.6 m/s). يتغير حجم خط الأنابيب على مسافة معينة إلى (15 cm), حيث تصبح الظروف الجديدة للبخار (2 MPa) و (300°C). احسب (أ) معدل الجريان الكتلي للبخار و (ب) معدل انتقال الحرارة.

Ans. 0.6028 kg/s, 61.967 J/s الجواب

4.50 A computer is cooled by a stream of air passing through the components at the rate of 500 L/min. The air enters the box at NTP and leaves at atmospheric pressure and 30°C. Calculate the heat dissipated by the computer components kJ/s.

4.50 تُبرد كمبيوتر بواسطة تيار من الهواء يمر عبر مكوناتها بمعدل (500 L/min). يدخل الهواء الغلاف المحيط بالكومبيوتر بظروف الجو الاعتيادية (NTP) ويخرج عند الضغط الجوي و 30 درجة مئوية. احسب الحرارة التي تبددها مكونات الكمبيوتر بوحدات (kJ/s).

C_p = 1.005 kJ/kg K, MW = 29

Ans. 0.0837 kJ/s الجواب

4.51 Air at 25°C and 1 atm runs over a 1500 W-heating coil placed installed inside a duct to heat up air. The air velocity at the exit is 20 m/s and the temperature is 75°C. Assuming that the air leaves at 1 atm, Determine the air mass flow rate and the volumetric flow rate the duct exit.

4.51 يُمرر الهواء بدرجة حرارة (25°C) وضغط (1 atm) على ملف تسخين ذو قدرة كهربائية (1500 W) مثبت داخل قناة لغرض تسخين الهواء. وكانت سرعة الهواء الخارج (20 m/s) و درجة حرارته (75°C). بإفتراض أن الهواء يخرج بضغط مقداره (1 atm), احسب معدل الجريان الكتلي ومعدل الجريان الحجمي للهواء الخارج من القناة

Cp = 1.005 kJ/kg K, MW = 29

Ans. 0.298 kg/s, 0.0294 m^3/s الجواب

4.52 Water at 20°C and 500 kPa, at the rate of 2.1 kg/s is heated by mixing with steam in an insulated mixing chamber. Superheated steam at 250°C and 500 kPa is supplied to the chamber. The water leaves the chamber at 70°C. How much steam must be supplied to the chamber per minute?

4.52 يُسخن الماء الجاري بمعدل (2.1 kg/s) وبدرجة الحرارة (20°C) والضغط (500 kPa) عن طريق خلطه ببخار الماء في صندوق خلط معزول حرارياً. يُزود الصندوق ببخار الماء المحمص بدرجة حرارة مقدارها (250°C) وضغط (500 kPa) ويخرج الماء من الصندوق عند درجة الحرارة (70°C), فما هو مقدار البخار الذي يجب تزويده لصندوق الخلط في كل دقيقة؟

Ans. 11.233 kg/min الجواب

4.53 Water at 18°C and 0.2 MPa is mixed with dry saturated steam in a mixing chamber at the same pressure. Steam exits the chamber at 0.2 MPa. If the two inlet streams have the same mass flow rate, calculate dryness fraction of the exiting steam.

4.53 يُخلط الماء عند درجة حرارة (18°C) وضغط (0.2 MPa) مع بخار ماء مشبع جاف في صندوق خلط تحت تأثير نفس الضغط. ويخرج البخار من الصندوق بضغط مقداره (0.2 MPa). إذا كان لكل من المجريين الداخلين نفس معدل الجريان الكتلي, احسب نسبة جفاف البخار الخارج.

Ans. 0.402 الجواب

4.54 A domestic water tap is desired to supply a stream of water at 50°C. The tap is connected to two streams, one of cold water at 15°C and the other of hot water at 70°C. Calculate the ratio of the mass flow rates of the cold to hot water. Ignore heat losses and consider the water as saturated liquid.

5.54 صنبور ماء منزلي مخصص لتزويد للماء بدرجة حرارة قدرها 50 درجة مئوية. وبطبيعة الحال, يكون الصنبور متصل بمجريين, أحدهما ماء بارد عند 15 درجة مئوية, والآخر ماء ساخن عند 70 درجة مئوية. احسب نسبة معدل الجريان الكتلي من الماء البارد إلى الماء الساخن. اهمل كمية الحرارة المفقودة واعتبر الماء سائلًا مشبعاً.

Ans. 0.572 الجواب

Chapter 5

الفصل الخامس

Second Law of Thermodynamics

القانون الثاني لديناميك الحرلارة

Learning Objectives of Chapter 5

- Introduce the second law and compare it with the first law of thermodynamics.
- Explain the concept of heat engines and heat reservoirs.
- Define thermal efficiency and develop the relevant expression.
- Describe the Kelvin-Plank, the Clausius statements of the second law and the perpetual motion machine.
- Discuss reversibility and irreversibility.
- Define coefficient of performance for a refrigerator and heat pump.
- Describe the Carnot cycle and Carnot principles.
- Apply the second law to develop the Kelvin-thermodynamic absolute temperature scale.
- Develop expressions for the Carnot efficiency for a heat engine and the Carnot coefficient of performance for a refrigerator and for a heat pump.

اهداف دراسة الفصل الخامس

- التعرف على القانون الثاني ومقارنته بالقانون الاول لديناميك الحرارة.
- شرح مفهوم المحركات الحرارية ومعنى المستودعات الحرارة.
- تعريف الكفاءة الحرارية واشتقاق المعادلة ذات الصلة.
- وصف كل من منطوق كيلفن - بلانك ومنطوق كلاوزيوس للقانون الثاتي وآلة الحركة المستدامة.
- مناقشة الانعكاسية واللا انعكاسية.
- تعريف معامل الاداء للثلاجة وللمضخة الحرارية.
- وصف دورة كارنو ومبادئ كارنو.
- استخدام القانون الثاني لتطوير تدرج كيلفن لدرجة الحرارة المطلقة.
- اشتقاق وتطوير معادلات تخص معامل كارنو لاداء الثلاجة ومضخة الحرارة.

In chapter 4, we discussed the first law of thermodynamics and the formulation of energy balances to include heat and work. Here, we introduce the second law of thermodynamics and show how the thermodynamic process can only occur if the first and second law are both satisfied. Heat engines, thermal energy reservoirs, thermal efficiency and coefficient of performance will be explained. Statements of the second law will be introduced leading to reversibility, irreversibility and the thermodynamic temperature scale. Finally, the Carnot engine and Carnot principles are explained and applied to heat engines, refrigerators and heat pumps.

تطرقنا في الفصل الرابع الى القاون الاول لديناميك الحرارة وصياغة معادلات موزانة الطاقة بما في ذلك الحرارة والشغل. وهنا سوف نتعرف على القانون الثاني لديناميك الحرارة وإظهار حقيقة ان العملية الثرموديناميكية لا يمكن ان تحدث ما لم يتم استيفاء متطلبات القانون الأول والقانون الثاني, كما سنوضح تفاصيل المحركات الحرارية وخزانات الطاقة الحرارية والكفاءة الحرارية ومعامل الأداء. وسوف نتعرف على منطوقي القانون الثاني, ومن ثم مناقشة ظاهرة الانعكاسية واللا انعكاسية ومقياس درجة الحرارة الثرموديناميكي. وأخيرًا نتطرق الى محرك كارنو ومبادئ كارنو وتطبيقها على المحركات الحرارية والثلاجات والمضخات .

5.1 First law and the Second law

In chapter 4, we mentioned that the first law of thermodynamics is another form of energy balance. Thus, for any process, there will be energy input and energy output. Moreover, the first law deals with different forms of energy including heat and work. Although, the first law indicates the direction of the process, it does not tell us whether the process is feasible or not. It is obviously a law concerned with directional exchanges of energy. In our daily life, we experience many natural processes that satisfy the first law. For example, a bowel of hot water placed in a room cools down due to the flow of thermal energy to the cooler surroundings. The process of cooling is obviously **irreversible**. However, let us assume that the cooling process can be reversed and heat can flow from the surroundings to the bowel of water. Would this violate the first law? The answer is no, because we can still perform an energy balance indicating the amount of heat gained by the water from the surrounding.

Another situation to discuss in this context is the conversion of work to heat. This process can't be reversed naturally, because some of the energy is lost to the environment and some is dissipated by friction. However, if we assume that the reversal of the process is possible; once more, this will not violate the first law of thermodynamics. So, it is a factual observation that spontaneous processes occur in one direction and are not naturally reversible. This discussion supports the fact that the first law deals with energy exchanges in a certain direction but does not ensure that the process can actually take place. The second law of thermodynamics actually solves this issue. It will be shown later that the reversal of natural processes violates the second law as well as the first law.

5.1 القانون الاول والقانون الثاني

كنا قد ذكرنا في الفصل الرابع بأن القانون الاول لديناميك الحرارة هو شكل من اشكال موازنة الطاقة. ولذالك, سيكون هناك مدخلات ومخرجات للطاقة لاي عملية ثرموديناميكية كانت. علاوة على ذلك, يتعامل القانون الأول مع أشكال مختلفة من الطاقة بما في ذلك الحرارة والشغل. وعلى الرغم من ان القانون الأول يشير إلى اتجاه العملية, فإنه لا يخبرنا ما إذا كانت العملية ممكنة أم لا. لذا من الواضح أنه قانون يخص التبادل الاتجاهي للطاقة. ونلاحظ في سياق حياتنا اليومية وجود العديد من العمليات الطبيعية التي تتبع القانون الأول. على سبيل المثال, انخفاض درجة حرارة وعاء من الماء الساخن موجود في غرفة بسبب فقدان الطاقة الحرارية إلى المحيط البارد نسبياً. وبطبيعة الحال, تُعد عملية التبريد عملية **غير انعكاسية**. ومع ذلك, لنفترض أن عملية التبريد يمكن عكسها وأن الحرارة يمكنها أن تنتقل من المناطق المحيطة إلى وعاء الماء, فالسؤال هنا: هل يتعارض هذا الافتراض مع نص القانون الاول؟ الجواب: هو"لا", لأنه لا يزال بامكاننا اجراء موازنة للطاقة لاظهار كمية الحرارة المكتسبة من المحيط.

هناك حالة أخرى للمناقشة في هذا السياق وهي تحويل الشغل إلى حرارة, حيث نعلم أنه لا يمكن عكس العملية بشكل طبيعي, لأن بعض الطاقة تتسرب الى المحيط وبعضها يتبدد بالاحتكاك. ومع ذلك, إذا افترضنا بأنه يمكن عكس العملية, فهذا الافتراض مرة أخرى, لا يتعارض مع القانون الأول لديناميك الحرارة. إذن, كملاحظة واقعية نجد أن العمليات التلقائية تحدث في اتجاه واحد وهي غير قابلة للعكس بشكل طبيعي. وتدعم هذه المناقشة حقيقة أن القانون الأول يتعامل مع تبادل الطاقة في اتجاه معين ولكنه لا يضمن أن العملية يمكن أن تحدث بالفعل. إن القانون الثاني لديناميك الحرارة يحل هذه الاشكالية. وسيظر لاحقًا أن عكس العمليات الطبيعية يتعارض مع كل من القانون الثاني والقانون الاول.

The violation of the second law is easily recognised by the value of entropy of the relevant state of the system, as we will see later. It follows that a process cannot occur unless it satisfies the conditions required by the first and second laws of thermodynamics.

يمكن التعرف بسهولة على مدى مخالفة القانون الثاني من خلال قيمة الانتروبي للحالة ذات الصلة بالمنظومة كما سنرى لاحقاً. وهكذا نستنتج أن العملية الثرموديناميكية لا يمكن أن تحدث ما لم تفي بالشروط التي يتطلبها كل من القانون الاول والقانون الثاني لديناميك الحرارة.

The second law of thermodynamics is presented in more than one statement. It is worth noting that the second law determines the quality of energy by the help of the thermal efficiency as well as providing the necessary criteria for spontaneous processes. To state and discuss the second law fully, we will first deal with the concepts of heat engines and heat reservoirs.

يُكتب منطوق القانون الثاني لديناميك الحرارة بأكثر من صيغة, وتجدر الإشارة إلى أن القانون الثاني يحدد جودة الطاقة بدلالة الكفاءة الحرارية, هذا بالإضافة إلى توفير المعايير اللازمة لتحديد العمليات التي تحدث تلقائياً. سنتطرق أولاً الى مفهوم المحركات الحرارية وخزانات الحرارة لتوضيح القانون الثاني ومناقشته بشكل وافي.

5.2 Heat Engines

We know that work can be converted to heat, but converting heat to work is not easily attainable. The fact of raising the temperature of water by a paddle wheel was demonstrated by the **Joule** experiment. However, reversing the process to produce work by heating the water is not practically possible. A special system is therefore required to convert heat to mechanical work. Such a system is called **heat engine**, (Fig 5.1). A heat engine operates in a cycle which is summarised by receiving heat from a heat reservoir known as a **heat source**, produces some work and rejects the remaining energy to a lower temperature **heat sink**.

5.2 المحركات الحرارية

نعلم بأنه يمكن تحويل الشغل إلى حرارة, ولكن تحويل الحرارة إلى شغل ليس بالأمر السهل. وقد اوضح **العالم جول** بتجرته امكانية رفع درجة حرارة الماء بواسطة آلة تحريك دوارة. لكن من الناحية العملية لا يمكن إنتاج شغل عن طريق عكس العملية بتسخين الماء, بل يستلزم وجود منظومة متخصصة لتحويل الحرارة إلى شغل ميكانيكي. تسمى مثل هذه المنظومة **المحرك الحراري**, انظر الشكل (5.1). يعمل المحرك الحراري من خلال دورة ثرموديناميكية تتلخص باكتساب الحرارة من مستودع حراري يُدعى **مصدر الحرارة**, فيتولد قدر من الشغل مصحوباً بعملية طرد الطاقة المتبقية إلى مستودع يسمى **مشتت الحرارة** عمد درجة حرارة منخفضة.

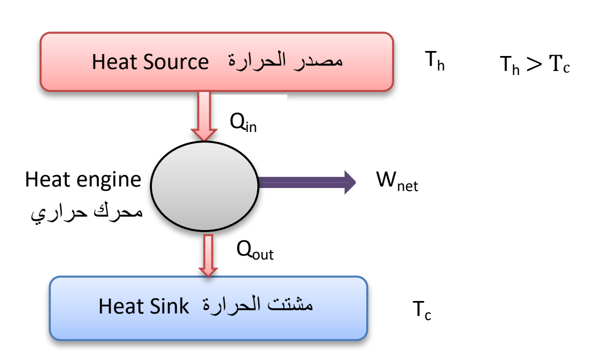


Figure 5.1 Heat engine **الشكل 5.1** المحرك الحراري

In Fig 5.1, the heat source at a relatively high temperature T_h supplies thermal energy Q_h to the heat engine. The engine generates work W_{net}, and it rejects an amount of heat Q_c to the heat sink at a relatively lower temperature T_c. The cyclic operation of the heat engine is carried out by the working fluid. The working fluid can be a gas, vapour or liquid that makes up the thermodynamic system. A good example of cyclic operation-heat engines is the **steam power plant** shown in Fig 5.2.

نلاحظ في الشكل (5.1) ان مصدر الحرارة يكون عند درجة حرارة عالية نسبيًا (T_h) ويقوم بتجهيز الطاقة الحرارية (Q_h) الى المحرك الحراري. يولد المحرك شغلاً قدره (W_{net}) ويطرح كمية من الحرارة (Q_c) إلى مشتت الحرارة عند درجة حرارة منخفضة نسبياً (T_c). يتم انجاز الدورة التشغيلية للمحرك الحراري من خلال مائع التشغيل, وقد يكون مائع التشغيل غازًا أو بخارًا أو سائلًا, وهو يشكل ما يسمى بالمنظومة الثرموديناميكية. ومن افضل الأمثلة على المحركات الحرارية التي تعمل على اساس دورة ثرموديناميكية **محطة توليد الطاقة البخارية** الموضحة في الشكل (5.2).

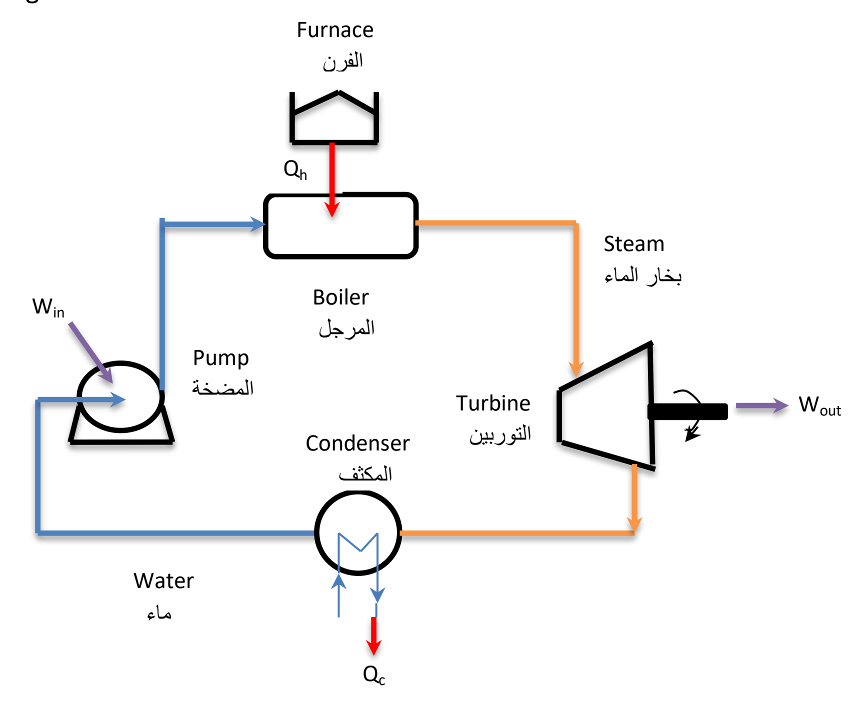


Figure 5.2 Steam power plant

الشكل 5.2 محطة توليد الطاقة البخارية

Where

Q_h = heat input to the steam boiler from the furnace-(heat source)

Q_c = heat rejected by the cooling water of the condenser to the surroundings (heat sink)

W_{in} = work done on the system

W_{out} = work output or work done by the system

The **net work** (W_{net}) in kJ generated by the plant is given by

حيث ان

Q_h = الحرارة المجهزة الى المرجل البخاري من الفرن (مصدر الحرارة)

Q_c = الحرارة المطروحة بواسطة ماء التبريد في الكثف الى المحيط (مشتت الحرارة)

W_{in} = مقدار الشغل المنجز على المنظومة

W_{out} = الشغل المنجز بواسطة المنظومة

يُعطى **صافي الشغل** (W_{net}) بوحدات (kJ) المتولد من المحطة وفقاً للمعادلة الاتية

$$W_{net} = W_{out} - W_{in} \qquad (5.1)$$

The **net heat input** Q_{net} is

صافي الحرارة المجهزة هو

$$Q_{net} = Q_h - Q_c \qquad (5.2)$$

Applying the first law of thermodynamics to the cycle,

وبتطبيق القانون الاول لديناميك الحرارة على الدورة الثرموديناميكية في المحطة,

$$\sum Q = \sum W \quad \text{(first law for a cycle)}$$

$$\therefore Q_{net} = W_{net}$$

$$W_{net} = (Q_h - Q_c) \qquad (5.3)$$

Equation 5.3 indicates that the net work done by the system can be determined from the net heat transfer to the system.

It is known that **internal combustion engines**, such as gas turbines and car engines do not operate in a complete thermodynamic cycle, because some of the working fluid is discharged to the atmosphere as exhaust gas. However, they are often analysed as heat engines. Actually, the internal combustion engines operate in a **mechanical cycle** made up of successive exchanges of heat and work with the surroundings.

تشير المعادلة (5.3) إلى انه يمكن تحديد مقدار الشغل الصافي الذي تُنجزه المنظومة من معرفة صافي الحرارة المنتقلة إلى المنظومة.

نعلم ان **محركات الاحتراق الداخلي**, مثل توربينات الغاز ومحركات السيارات, لا تشتغل بدورة ثرموديناميكية مكتملة, وذلك لأن كمية معينة من مائع التشغيل تُطرح الى المحيط على هيئة غاز العادم. ومع ذلك, غالبًا ما يتم اعتبارها محركات حرارية. وفي واقع الحال, تشتغل محركات الاحتراق الداخلي على اساس **دورة ميكانيكية** تتكون من عمليات تبادل حراري وانجاز شغل متعاقبة مع البيئة المحيطة بها.

5.3 Efficiency of Heat Engines

5.3 كفاءة المحركات الحرارية

The net-work output of a heat engine is always less than the net heat input. The term **thermal efficiency** is used to determine the extent to which heat is converted into useful work by a heat engine. Thermal efficiency, denoted η_t, is defined as: *the ratio of work output to heat input to the heat engine*; it is expressed as

يكون الشغل الصافي المستحصل من المحرك الحراري دائماً اقل من مقدار صافي الحرارة المجهزة له. ويستخدم مصطلح **الكفاءة الحرارية** لتحديد مدى تحويل كمية الحرارة الى شغل مفيد بواسطة المحرك الحراري. تُعرّف الكفاءة الحرارية التي يُرمز لها (η_t) على انها: *نسبة الشغل المنجز الى الحرارة المزودة للمحرك الحراري*, و تعطى بالصيغة التالية

$$\eta_t = \frac{\text{Net work output of the cycle}}{\text{heat input}}$$ (صافي الشغل المنجز مقسوم على الحرارة المجهزة)

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_h} \quad (5.4)$$

Substituting from equation (5.3) وبالتعويض باستخدام المعادلة

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_h} = \frac{Q_h - Q_c}{Q_h}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_c}{Q_h} \quad (5.5)$$

Thermal efficiency of heat engines is relatively low and it is around 30-50% and the efficiency of car engines is as low as 25%. The efficiency value indicates the percentage of the thermal energy input converted into useful workheat **Heat recovery devices** may be included within some thermodynamic cycles to enhance the thermal efficiency.

ان قيمة الكفاءة الحرارية للمحركات الحرارية منخفضة نسبيًا حيث تتراوح بين 30-50٪, كما ان كفاءة محركات السيارات لا تتجاوز 25٪. تشير قيمة الكفاءة إلى النسبة المئوية للطاقة لحرارية المكتسبة التي تتحول إلى شغل مفيد, ولتعزيز الكفاءة الحرارية, يمكن تضمين **أجهزة استرداد الحرارة** في بعض الدورات الثرموديناميكية.

5.4 Heat Reservoir

A body with a high heat capacity capable of supplying or absorbing an infinite amount of heat is known as a **heat reservoir** or **thermal energy reservoir**. One of the resvoir prominent featurs is that its temperature remains unchanged regardless of any increase or decrease in the amount of thermal energy. For example, water in a river and the atmospheric air are considered heat reservoirs, because adding or taking heat to any of them will have no an influence on the prevailing temperature. Note that, furnaces and nuclear reactors are capable of supplying large amounts of heat and therefore considered as heat reservoirs. A reservoir that supply heat is called a heat source, and a reservoir that absorbs heat is a heat sink, as stated in the previously.

5.4 مستودع الحرارة

يُعرف الجسم ذو السعة الحرارية العالية بإسم **المستودع الحراري** أو **مستودع الطاقة الحرارية** لانه قادر على تزويد أو امتصاص كمية كمية غير محدودة من الحرارة. وتتمثل ابرز ميزات المستودع الحراري في ان تبقى درجة حرارته دون تغيير بغض النظرعن أي زيادة او نقصان في كمية الطاقة الحرارية. على سبيل المثال, يُعد كل من ماء النهر والهواء الجوي مستودعات حرارية, لأن إكتساب حرارة أوفقدانها لا يؤثرعلى درجة حرارة اي منهما. وتجدر الاشارة الى ان الأفران والمفاعلات النووية تُعتبر خزانات حرارة لانها قادرة على توفير وتجهيز كميات كبيرة من الحرارة. وكما ذكرنا سابقاً, يسمى مستودع الحرارة الذي يجهز الطاقة الحرارية بمصدر الحرارة, والمستودع الذي يمتص الحرارة مشتت الحرارة.

5.5 Kelvin-Plank Statement

It is clear now that the heat engine produces work less than the heat input. This implies that the heat engine cannot be 100% efficient and a certain amount of heat is rejected to complete the cycle. This condition forms the basis of the **Kelvin-Plank statement of the second law** of thermodynamics, which states:

It is impossible for a heat engine that operates in a cycle to receive heat from a single reservoir and produce a net amount of work.

It can also be stated as: *no heat engine can operate on 100% thermal efficiency*.

5.5 منطوق كيلفن وبلانك للقانون الثاني

من الواضح الآن أن المحرك الحراري يولد شغلاً أقل من الحرارة المزودة للمنظومة. وهذا يعني أن المحرك الحراري لا يمكن أن يكون فعالاً بنسبة 100٪, وأن كمية معينة من الحرارة يجب ان تُطرح الى خارج المنظومة لإكمال الدورة. ويشكل هذا الشرط أساس **منطوق كيلفن وبلانك للقانون الثاني لديناميك** الحرارة, والذي ينص على انه:

يستحيل على محرك حراري يعمل بدورة ثرموديناميكية ان يستلم الحرارة من مستودع واحد ويولد كمية من الشغل الصافي

ويمكن ايضاً كتابة المنطوق بصيغة ثانية هي: *لايمكن لاي محرك حراري ان يعمل بكفاءة حرارية تبلغ 100%.*

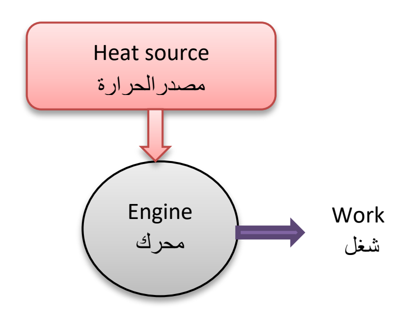


Figure 5.3 Violation of the Kelvin-Plank statement

الشكل 5.3 المخالفة لمنطوق كيلفن - بلانك

It is evident in Fig 5.3 that the heat engine cannot complete the cycle because there is no heat sink. This implies that the engine is 100% efficient which clearly violates the Kelvin-Plank statement of the second law.

يتضح في الشكل (5.3) أن المحرك الحراري لا يمكنه إكمال الدورة بسبب عدم وجود المشتت الحراري. وهذا يعني أن هذا المحرك فعال بنسبة 100٪ وهو انتهاك واضح لمنطوق كلفن بلانك للقانون الثاني.

5.6 Clausius statement

Heat always flows from a hotter body to a body at a lower temperature. This fact is supported by the **Clausius statement of the second law**, which states:

It is impossible to construct a device which operates in a cycle and produce no effect other than the transfer of heat from a cooler to a hotter body.

5.6 منطوق كلاوزيوس

من المعلوم ان الحرارة تنتقل من جسم ساخن الى جسم درجة حرارته منخفضة نسبياً. وهذه الحقيقة تتوافق مع **منطوق كلاوزيوس للقانون الثاني** الذي ينص على انه:

يستحيل صناعة جهاز يشتغل بدورة ثيرموديناميكية لا ينتج عنه اي تأثير سوى انتقال الحرارة من جسم بارد الى جسم ساخن.

That is, it is impossible for heat to be be transferred from a cold body to a hotter one.

اي من المستحيل ان تنتقل الحراة من جسم بارد الى جسم ساخن.

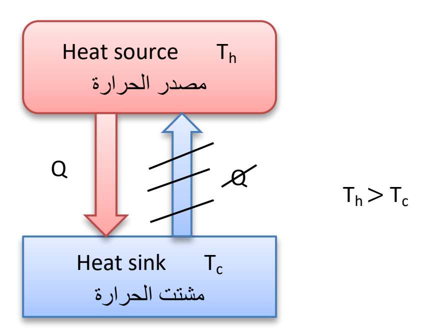


Figure 5.4 Clausius statement of the second law
الشكل 5.4 منطوق كلاوسيوس للقانون الثاني

The Clausius statement is illustrated in Fig 5.4, where we can see that it is not possible to achieve heat transfer from the sink to the source without adding external work to the system. Perhaps the refrigerator is a good example of a device that works in a cycle and draws heat from the cold chamber. However, this can only be achieved with the help of a compressor driven by external power supply.

يوضح الشكل (5.4) معنى منطوق كلازيوس, حيث نلاحظ انه لايمكن تحقيق انتقال الحرارة من المشتت الحراري إلى مصدر الحرارة بدون إضافة قدر من الشغل الخارجي إلى المنظومة. وربما, تعتبر الثلاجة مثالًا جيدًا على محرك حراري يعمل بدورة ثرموديناميكية ويسحب الحرارة من حيز بارد. ولكن, لا يمكن تحقيق ذلك إلا بمساعدة ضاغط يتلقى الطاقة من مصدر خارجي.

The Kelvin-Plank statement and the Clausius statement are interrelated. Any device that violates one statement will violate the other and vice versa. For example, a refrigerator without work input violates the Clausious statement and at the same time violates the Kelvin-Plank statement, as shown in Fig 5.5.

إن منطوق كلفن وبلانك ومنطوق كلاوزيوس مترابطان, حيث ان أي جهاز يتعارض مع احدهما يخالف الآخر والعكس صحيح. فعلى سبيل المثال, تتعارض الثلاجة غير المزودة بشغل خارجي مع منطوق كلاسيوس وفي نفس الوقت تخالف منطوق كلفن وبلانك كما هو موضح في الشكل (5.5).

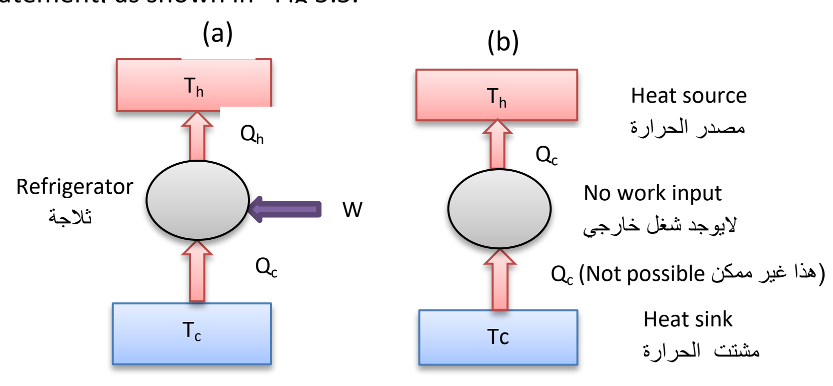


Figure 5.5 (a) refrigerator cycle (b) violation of the second law statements
الشكل 5.5 (a) الدورة التي تعمل بها الثلاجة (b) المخالفة لمنطوقي القانون الثاني

A device that violates the first law or the second law of thermodynamics is called a **perpetual motion machine**. It is a virtual machine that keeps working indefinitely. A machine that violates the first law of thermodynamics by creating energy is called a **perpetual machine of the first kind (PMM1)**. A machine that violates the second law of thermodynamics is called a **perpetual motion machine of the second kind (PMM2)**. The refrigerator operation presented in Fig 5.5 (b) violates the second law and therefore it is a PMM2. On the other hand, if the furnace is omitted from the power plant depicted in Fig 5.2, the plant will be producing power without receiving thermal energy from a an external source. This clearly violates the first law and the power plant will be a perpetual motion machine of the first kind (PMM1).

يسمى الجهاز الذي ينتهك القانون الأول أو القانون الثاني لديناميك الحرارة **آلة الحركة المستدامة**, وهي آلة افتراضية تستمر بالعمل الى ما لانهاية. وتسمى الآلة التي تتعارض مع القانون الأول لديناميك الحرارة من خلال توليد الطاقة من لاشيء **آلة الحركة المستدامة من النوع الأول (PMM1)**, بينما تسمى الآلة التي تنتهك القانون الثاني لديناميك الحرارة **آلة الحركة المستدامة من النوع الثاني (PMM2)**. تتعارض منظومة الثلاجة المبينة في الشكل ((b) 5.5) مع القانون الثاني وبالتالي فهي عبارة عن (PMM2). ومن ناحية أخرى, إذا تم حذف الفرن من منظومة محطة الطاقة الموضحة في الشكل (5.2), فسوف تولد المحطه قدرة (اوطاقة كهربائية) دون اكتساب طاقة حرارية من مصدر خارجي, وهذا يتناقض تماماً مع القانون الأول وتصبح محطة الطاقة آلة دائمة الحركة من النوع الأول (PMM1).

5.7 Reversibility

In chapter 3, we introduced reversible and irreversible processes and stated that a **reversible process** is one that can be returned to the initial state without affecting the surroundings. The process should also be without any dissipationof energy. A process can be considered reversible if conducted through infinitesimal changes and to maintain equilibrium, the changes have to be extremely slow or **quasi-static**. Reversible processes are hypothetical and do not happen naturally. However, the reversibility approach helps us to simplify the equations required to conduct analysis of some processes in thermodynamics. To achieve reversibility, the thermal efficiency, defined by the second law of thermodynamics, must be 100%. This implies that the system converts the heat to maximum work without any losses to the surrounding.

5.7 الانعكاسية

تطرقنا في الفصل الثالث الى العمليات الانعكاسية والعمليات غير الانعكاسية, وذكرنا بأن **العملية الانعكاسية** هي عملية يمكن إرجاعها إلى الحالة الابتدائية دون التأثير على البيئة المحيطة بالمنظومة. كما يجب أن تكون العملية الانعكاسية أيضًا خالية من اي تبديد للطاقة. ويمكن اعتبار العملية انعكاسية إذا حدثت من خلال تغييرات متناهية الصغر, حيث يجب أن تكون التغييرات بطيئة للغاية أو **شبه ثابتة** للحفاظ على حالة الاتزان. تُعد العمليات القابلة للانعكاس عمليات افتراضية ولا تحدث بشكل طبيعي, ومع ذلك, فإن افتراض نهج الانعكاس يساعدنا على تبسيط المعادلات المطلوبة لإجراء التحليلات لبعض العمليات الثرموديناميكية. ومن اجل تحقيق الانعكاسية, يجب ان تكون الكفاءة الحرارية المُعرَفة بالقانون الثاني 100 %, اي ان المنظومة تحول الحرارة إلى اقصى مقدار من الشغل بدون مفقودات الى المحيط.

The occurrence of a reversible processes is practically impossible and violates the second law of thermodynamics. Nonetheless, we can approach reversibility by increasing the thermal efficiency devices such as car engines and steam power plants.

ان حدوث العمليات الانعكاسية امر مستحيل من الناحية العملية ويتعارض مع نص القانون الثاني لديناميك الحرارة, ومع ذلك, يمكن الاقتراب من العمليات الانعكاسية من خلال زيادة الكفاءة الحرارية للاجهزة كمحركات السيارات ومحطات توليد الطاقة البخارية.

5.8 Irreversibility

5.8 اللا انعكاسية

All naturally occurring processes are **irreversible**. They are spontaneous and involve dissipative effects such as friction and other irrecoverable losses. Irreversible processes lack equilibrium between the system and its surroundings. Among the causes of irreversibility in thermodynamic systems, in addition to friction, is one of the following: a finite temperature difference (ΔT), lack of pressure equilibrium, mixing two fluids, free expansion of a gas in the system, electrical resistance, and chemical reactions. Let us now discuss some of these causes for the occurrence of irreversible or non-reversible processes:

تُعد جميع العمليات التي تحصل في الطبيعة عمليات **لا انعكاسية** (او **غير انعكاسية**), فهي تلقائية وتنطوي على تبديد الطاقة عن طريق الاحتكاك وغيرها من المفقودات غير القابلة للاسترداد. وتفتقر العمليات غير الانعكاسية إلى التوازن بين المنظومة ومحيطها. ومن مسببات اللا انعكاسية في المنظومات الثرموديناميكية, بالاضافة الى الاحتكاك, وجود اي من الظواهر التالية: الفرق بدرجة الحرارة محدد القيمة (ΔT), عدم وجود توازن في الضغط, خلط مائعين مختلفين, حصول تمدد حر لغاز معين في المنظومة, وجود مقاومة كهربائية, حدوث تفاعلات كيميائية. دعونا الآن نناقش بعض هذه المسببات لحصول العمليات اللا انعكاسية او غيرالانعكاسية:

Friction

الاحتكاك

Friction occurs between moving solid parts of a machine. For example, a piston-cylinder device converts work to heat and dissipates some energy in the form of friction. Cosequently, the friction causes a rise in temperature at the interface between the moving parts. We know that, the lost energy is not recoverable even if the direction of the process is reversed. Since the system and surroundings cannot be returned to their initial states, these processes are irreversible.

يحدث **الاحتكاك** بين الأجزاء الصلبة المتحركة للآلات الميكانيكية, فعلى سبسل المثال, يقوم جهاز ألاسطوانة والمكبس بتحويل الشغل إلى حرارة وتبديد جزء من الطاقة على هيئة احتكاك. وبالتالي يسبب الاحتكاك ارتفاع بدرجة الحرارة عند السطح البيني بين الأجزاء المتحركة. ومن المعلوم ان الطاقة المتبددة غير قابلة للاسترداد حتى إذا تم عكس اتجاه العملية. ونظرًا لعدم امكانية إرجاع النظام والبيئة المحيطة إلى حالاتها الأولية, تُعد هذه العمليات غير انعكاسية.

Friction also arises between fluids running over solid surface. For example, friction forms a **drag force** between air and the moving external surfaces of a vehicle or an aircraft. It is not possible to recover the energy lost by friction for without violating the second law of thermodynamics.

ينشأ الاحتكاك أيضًا بين الموائع الجارية فوق الأسطح الصلبة, فعلى سبيل المثال يشكل الاحتكاك **قوة جر** بين الهواء وألاسطح الخارجية المتحركة للمركبات أو الطائرات. ولا يمكن استعادة الطاقة المفقودة بسبب الاحتكاك دون انتهاك القانون الثاني لديناميك الحرارة.

Finite Temperature Difference

Heat transfer through a **finite temperature difference** (ΔT) is another common cause of irreversibility. Let us consider a familiar example of leaving a cold bottle of water in a room. After some time, the water gets warmed up due to heat transfer from the room ambient to the bottle. We can try to reverse the process by cooing the bottle in a refrigerator, which obviously consumes external work. However, not all the work will be consumed to cool the bottle and some will be lost to the surroundings. Thus, the process is irreversible due to disturbance of the surroundings. To make the process reversible, heat loss must be eliminated. However, this makes the work energy conversion process is 100% efficient, thus violating the second law of thermodynamics.

الفرق المحدد بدرجة الحرارة

يعد انتقال الحرارة من خلال الفرق المحدود او **الفرق المحدد بدرجة الحرارة** (ΔT) سبباً شائعًا آخر لحصول اللا انعكاسيات. لنتخذ مثالاً مألوفاً وهو ترك زجاجة ماء باردة في الغرفة, فبعد مرور بعض الوقت يحصل تسخين للماء بسبب انتقال الحرارة من جو الغرفة إلى الزجاجة. ويمكننا محاولة عكس عملية زيادة درجة حرارة الماء عن طريق تبريد الزجاجة في الثلاجة, الا ان الثلاجة تستهلك شغلاً من مصدر خارجي. وبطبيعة الحال, لن يُستهلك مقدار الشغل باكمله لتبريد الزجاجة, حيث يُفقد جزء منه الى المحيط. وبالتالي, فإن العملية غير انعكاسية بسبب التغير الذي حصل للبيئة المحيطة بالمنظومة. ولاعتبار العملية عملية انعكاسية, يجب التخلص من فقدان الحرارة. لكن هذا يجعل عملية تحويل طاقة الشغل فعالة بنسبة 100٪, وبذلك يُنتهك القانون الثاني لديناميك الحرارة.

The temperature difference ΔT is the driving force for heat transfer. So, if the water is cooled in the refrigerator to 5°C, and the room temperature is 25 °C, the driving force (ΔT) will be 20°C. Obviously, the higher the values of ΔT, the higher the rate of heat transfer and vice versa. Now, suppose that ΔT is reduced continuously until the process approachs reversibility. In fact, by reducing ΔT to an infinitesimal value approaching zero, the system gets closer to equilibrium and the process approach reversiblity. However, such a process is extremely slow and practically unattainable.

يُعد فرق درجة الحرارة (ΔT) القوة الدافعة لانتقال الحرارة. فمثلاً إذا تم تبريد الماء في الثلاجة إلى 5 درجة مئوية, وكانت درجة حرارة الغرفة 25 درجة مئوية, فإن القوة الدافعة في هذه الحالة (ΔT) تساوي 20 درجة مئوية. ومن البديهي, أنه كلما زادت قيمة (ΔT) زاد معدل انتقال الحرارة والعكس صحيح. والآن, لنفترض أن قيمة (ΔT) اخذت تتناقص باستمرار إلى قيمة متناهية الصغر تقترب من الصفر, حيث يؤدي هذا التناقص الى اقتراب المنظومة من حالة الاتزان فتقترب العملية من إمكانية الانعكاس. لكن التوصل الى الانعكاسية بهذه الطريقة بطيء للغاية وغير قابل للتحقيق عمليًا.

5.9 Coefficient of Performance

The performance of air conditioning systems, refrigerators and heat pumps is measured by the **coefficient of performance** COP. It is defined as *the ratio of the desired heat output Q_c to the required work input W_P*. Ler us consider the refrigeration cycle shown below

5.9 معامل الاداء

يُقياس أداء منظومات تكييف الهواء والثلاجات والمضخات الحرارية من خلال **معامل الأداء** (COP) الذي يُعرف على أنه *نسبة الطاقة الحرارية المرغوب الحصول عليها(Q_c) إلى الشغل اللازم تزويده للمنظومة (W_P)*. دعونا ننظر في دورة التثليج الموضحة في الشكل ادناه

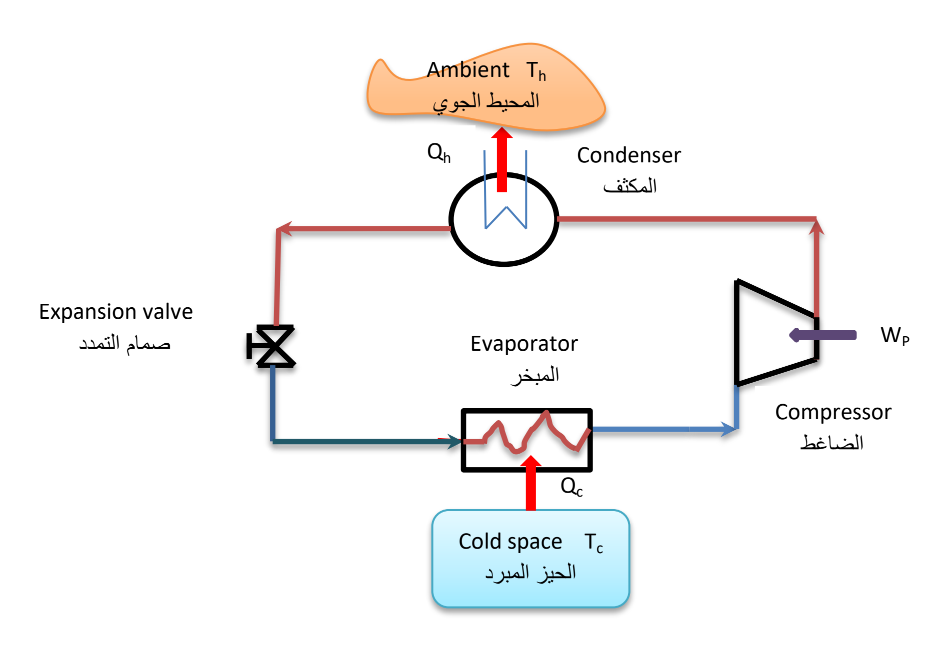


Figure 5.6 Refrigeration cycle **الشكل 5.6** دورة التثليج

The refrigerator is a heat engine that works in a cycle known as **vapour compression cycle**. The system consists of a compressor, condenser, evaporator and an expansion valve, as shown in Fig 5.6. The working fluid is called **refrigerant**. The refrigerant enters the evaporator as liquid where it evaporates by absorbing heat Q_c from the cooled space. This space can be a living room as part of an air-condition systems or cooling compartment for a refrigerator. The vapour is then compressed by supplying external power (Wp) to the **compressor**, which leads to a rise in temperature. The vapour is then condensed in the **condenser** by rejecting heat Q_h to the ambient. After that, the refrigerant is throttled through the **expansion valve** to reduce the pressure and temperature. Finally, the low temperature liquid enters the **evaporator** to complete the cycle.

The coefficient of performance for the refrigeration cycle COP_R is expressed as follows

تُعد الثلاجة محركاً حرارياً يعمل بدورة تُعرف بإسم **دورة انضغاط البخار**. وتتكون هذه المنظومة من ضاغط ومكثف ومبخر وصمام تمدد, كما هو موضح في الشكل (5.6). يدعى مائع التشغيل للمنظومة **مائع** او **سائل التثليج**, حيث يدخل إلى المبخر على هيئة سائل ويتبخر نتيجة امتصاص الحرارة (Q_c) من الحيز المبرد. وقد يكون هذا الحيز غرفة معيشة تُبرد بواسطة منظومة تكييف هواء, أو صندوق التبريد في الثلاجة المنزلية. وبعد ذلك, يقوم **الضاغط** المزود بالقدرة (W_p) برفع ضغط البخار مما يؤدي الى ارتفاع درجة حرارة البخار. ثم يتكثف البخار في **المكثف** نتيجة طرد الحرارة الى المحيط الجوي. وبعدها ينخفض كل من الضغط ودرجة الحرارة سائل التثليج بعد مروره خلال **صمام التمدد**. وأخيراً تكتمل الدورة بدخول السائل عند درجة حرارة منخفضة إلى **المبخر**.

تُكتب معادلة معامل الأداء لدورة التثليج (COP_{Ref}) بالصيغة التالية

$$COP_R = \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}} = \frac{Q_c}{W_p} \quad (5.6)$$

$W_p = Q_h - Q_c$ (Energy balance موازنة الطاقة)

$$COP_R = \frac{Q_c}{Q_h - Q_c} = \frac{1}{(Q_h/Q_c) - 1} \quad (5.7)$$

The coefficient of performance value can exceed unity, thus can be more than 100%. Note that the efficiency value can never exceed 100%.

يمكن أن تتجاوز قيمة معامل قيمة الأداء الواحد, وبالتالي تكون أكثر من 100%, بينما لا يمكن أبدًا أن تتجاوز قيمة الكفاءة 100%.

The **heat pump** is another heat engine that operates in a cycle and transfer thermal energy from a lower temperature medium to a higher one. However, the desired action of a heat pump is to maintain a warm space at a convenient temperature by absorbing heat from a cooler source. Fig 5.7 depicts a typical heat pump cycle.

تُعد **المضخة الحرارية** محركًا حراريًا آخر يعمل على اساس الدورة, ولكنه ينقل الطاقة الحرارية من وسط منخفض درجة حرارة إلى وسط بدرجة حرارة أعلى. وعليه يكون الغرض المنشود من مضخة الحرارة هو الحفاظ على دفء الحيز بدرجة حرارة مناسبة عن طريق امتصاص الحرارة من مصدر أكثر برودة. يوضح الشكل (5.7) الدورة لمضخة حرارية نموذجية.

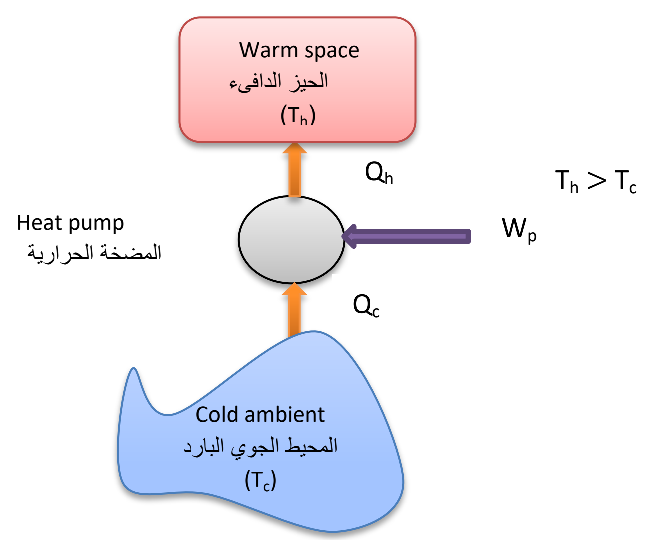


Figure 5.7 Heat pump cycle **الشكل 5.7** دورة المضخة الحرارية

The coefficient of performance is expressed as

تُكتب معادلة معامل الاداء للمضخة الحرارية كما يلي

$$COP_H = \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}} = \frac{Q_h}{W_p} \quad (5.8)$$

$$COP_H = \frac{Q_h}{Q_h - Q_c} = \frac{1}{1 - (Q_c/Q_h)} \quad (5.9)$$

The power supplied to the heat pump W_P is consumed to extract thermal energy Q_c from the relatively cooler outside air, as well as transport of an amount of heat Q_h to the warmer environment indoors.

تُستهلك القدرة المزودة إلى المضخة الحرارية (W_P) لسحب الطاقة الحرارية (Q_c) من الهواء الخارجي البارد نسبياً, اضافة الى نقل كمية من الحرارة (Q_h) إلى داخل المحيط الأكثر دفئًا.

5.10 Carnot Cycle

We mentioned earlier that a system has the maximum efficiency if it converts heat to work without any losses. Therefore the processes of maximum efficiency are considered reversible. It follows that the most efficient heat engine is one that operates in a cycle with reversible processes. The best known hypothetical reversible cycle is the **Carnot cycle**. This cycle consists of four reversible processes, two isothermal and two adiabatic. Let us consider the adiabatic piston and cylinder arrangement shown in Figure 5.8,

5.10 دورة كارنو

لقد ذكرنا سابقًا أن المنظومة تتمتع بأقصى قدر من الكفاءة إذا قامت بتحويل الحرارة إلى شغل دون تكبدها خسائر في الطاقة. لذلك تعتبر العمليات ذات الكفاءة القصوى عمليات انعكاسية. وبناء على ذلك يكون المحرك الحراري الأكثر كفاءة هو الذي يعمل على اساس الدورة ذات العمليات الانعكاسية. تُعد **دورة كارنو** افضل دورة افتراضية انعكاسية, حيث تتكون هذه الدورة من أربع عمليات انعكاسية, اثنتان ايسوثرمية واثنتان اديباتية. دعونا نتأمل ترتيب المكبس وألاسطوانة الاديباتي الموضح في الشكل (5.8),

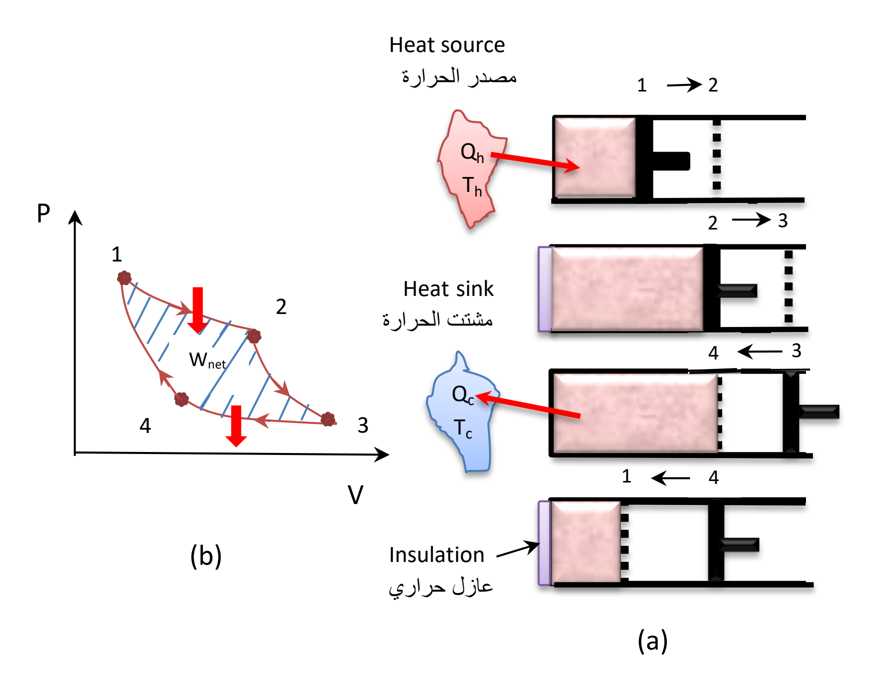


Figure 5.8 (a) The Carnot Cycle in a closed system (b) P-V diagram for the Carnot

ألشكل 5.8 (a) دورة كارنو لمنظومة مغلقة و (b) مخطط (P-V) لدورة كارنو

The successive four reversible processes to complete the Carnot cycle in this closed system are:

العمليات الانعكاسية الأربع المتتالية لاتمام دورة كانو في هذه المنظومة المغلقة هي:

a- Process 1-2 is **a reversible isothermal expansion**. The gas inside the cylinder, which is the thermodynamic system, extracts heat Q_h from the heat source at the temperature T_h. As a result, the gas expands slowly to a lower pressure with the temperature changing infinitesimally. Thus the process approaches equilibrium and therefore can be considered reversible and isothermal. Work is done by the system on the surrounding during this process.

أ- العملية 1-2 وهي بمثابة **تمدد ايسوثرمي انعكاسي** اي بثبوت درجة الحرارة. يكتسب الغاز الموجود داخل الأسطوانة, اي المنظومة الثرموديناميكية, كمية الحرارة (Q_h) من مصدرالحرارة عند درجة الحرارة (T_h). ونتيجة لذلك, يتمدد الغاز ببطء إلى ضغط منخفض مصحوباً بتغير تدريجي متناهي الصغر في درجة الحرارة. وعليه, تقترب العملية من التوازن فيمكن اعتبارها عملية ايسوثرمية انعكاسية. وخلال هذه العملية تنجز المنظومة شغلاً على محيطها الخارجي.

b- Process 2-3 is a **reversible adiabatic expansion**. In this case the top of the cylinder is insulated to eliminate heat loss and the system becomes adiabatic. The gas continues to expand slowly, producing work until the temperature of the gas drops to from T_h to T_c. The process is considered reversible because friction between the piston and cylinder is assumed to be zero.

ب- العملية 2-3 وهي عبارة عن **تمدد ادياباتي انعكاسي**. ففي هذه الحالة, يتم عزل الجزء العلوي من الأسطوانة للتخلص من فقدان الحرارة فتصبح المنظومة ادياباتية. ويستمر الغاز في التمدد ببطء منجزاً الشغل حتى تنخفض درجة حرارته من (T_h) إلى (T_c). تًعد هذه العملية عملية انعكاسية بسبب افتراض عدم وجود احتكاك بين المكبس والأسطوانة.

c- Process 3-4 is a **reversible isothermal compression**. The insulation is removed, and the gas is compressed slowly by an external force moving the piston inwards and therefore doing work on the system. The slow movement of the piston tend to cause the temperature to rise, but the transfer of a small amount of heat to the sink prevents that from happening. Thus the process approaches equilibrium due to infinitesimal changes in temperature. It is therefore considered as a reversible isothermal process at T_c. Heat Q_c is rejected from the system to the heat sink during the compression.

ج- العملية 3-4 هي عملية **انضغاط ايسوثرمي انعكاسي**. حيث يتم إزالة العزل الحراري ويُضغط الغاز ببطء بواسطة قوة خارجية تحرك المكبس للداخل مما يؤدي الى انجاز الشغل على المنظومة. وقد تؤدي الحركة البطيئة للمكبس الى ارتفاع درجة الحرارة, لكن انتقال كمية صغيرة من الحرارة إلى المشتت يمنع حدوث ذلك. وعليه فإن العملية تقترب من التوازن بسبب التغيرات المتناهية الصغر في درجة الحرارة فتصبح عملية ايسوثرمية انعكاسية عند (T_c). وتقوم المنظومة بطرح كمية من الحرارة قدرها (Q_c) إلى المشتت الحراري أثناء عملية الانضغاط.

d- Process 4-1 is a **reversible adiabatic compression** that returns the system to the initial state. Thus the cycle is completed when the insulation is reinstalled on the cylinder head. The gas is compressed, the temperature increases from T_c to T_h and the pressure rises to the initial value. No dissipation of energy during this process and therefore it is considered reversible.

د- العملية 1-4 هي بمثابة **انضغاط اديباتي انعكاسي** يعيد المنظومة إلى حالتها الابتدائية. وهكذا تكتمل الدورة عند إعادة تثبيت العازل الحراري على رأس الأسطوانة وزيادة ضغط الغاز إلى قيمته الابتدائية وارتفاع درجة حرارته من (T_c) إلى (T_h). ولا يوجد تبديد للطاقة أثناء هذه العملية, وعليه تُعد عملية انعكاسية.

The P-V diagram is depicted in Fig 5.8 (b). The hatched area represents the net work done by the system W_{net} undergoing the Carnot cycle.

The Carnot cycle for a **steady flow system** is shown in Fig 5.9.

مخطط (P-V) موضح في الشكل ((b) 5.8), حيث تمثل المنطقة المخططة صافي الشغل (W_{net}) الذي تنجزه المنظومة الخاضعة لدورة كارنو.

يبين الشكل (5.9) دورة كارنو لمنظومة في **حالة الجريان المستقر**.

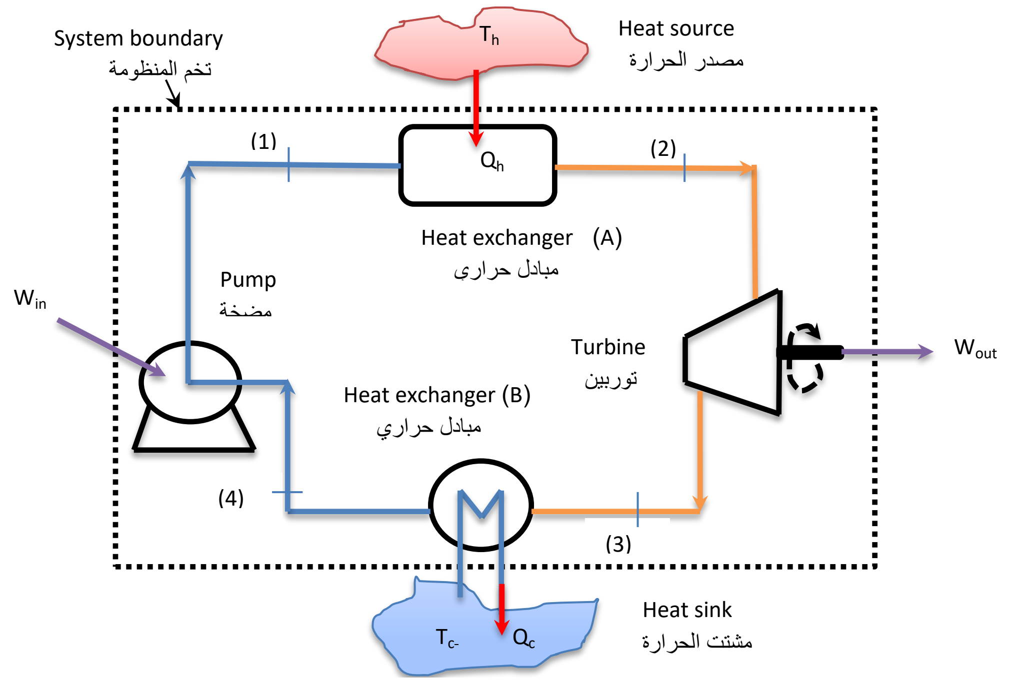


Figure 5.9 Carnot cycle for a steady flow system

الشكل 5.9 دورة كارنو لمنظومة الجريان المستقر

All the processes are reversible and the system produces net work (W_{net} = W_{out} - W_{in}). Process 1-2 is reversible isothermal heat addition of Q_h. Process 2-3 is reversible adiabatic expansion in a turbine producing work W_{out}. Process 3-4 is reversible Isothermal heat rejection of Q_c.

تُعد جميع العمليات في هذه الدورة عمليات انعكاسية, حيث تنتج المنظومة شغلاً صافياً قدره (W_{net} = W_{out} - W_{in}). فالعملية 2-1 هي عمليتي تزويد حرارة ايسوثرمية انعكاسية يضاف من خلالها كمية من الحرارة (Q_h). والعملية 3-2 هي عبارة عن تمدد اديباتي انعكاسي في التوربين تنتج الشغل (W_{out}). اما العملية 3-4 فهي عملية طرد حرارة ايسوثرمية انعكاسية تطرح المنظومة من خلالها كمية من الحرارة قدرها (Q_c).

Process 4-1 is reversible adiabatic compression in the pump with work W_{in} done upon the system. The net work is expressed as

والعملية 4-1 هي عملية انضغاط اديباتي انعكاسي تحدث في المضخة نتيجة استهلاك الشغل المنجز على المنظومة (W_{in}). يُكتب الشغل الصافي لهذه الدورة بالصيغة التالية

Energy balance yields: موازنة الطاقة على المنظومة:

$$W_{net} = Q_h - Q_c \qquad (W_{net} = W_{out} - W_{in}) \qquad (5.10)$$

Reversed Carnot cycle

Since all processes of the Carnot heat engine cycle shown in Fig 5.9 are reversible, the cycle can be reversed to obtain a **reversed Carnot cycle**. In this case, the heat engine cycle changes to a **Carnot refrigeration cycle**. The cycle is similar to that of Fig 5.9, but with reversed directions of all energy exchanges.

دورة كارنو المعكوسة

نظرًا لأن جميع عمليات دورة محرك كارنو الموضحة في الشكل (5.9) قابلة للانعكاس, لذا يمكن عكس عمليات الدورة للحصول على **دورة كارنو المعكوسة**. وفي هذه الحالة تتحول دورة المحرك الحراري الى **دورة كارنو للتثليج**. والدورة المعكوسة مماثلة للدورة الموضحة في الشكل (5.9), لكن باتجاهات معكوسة لجميع مدخلات ومخرجات الطاقة.

5.11 Carnot Principles

The second law imposes limits on the operation of cyclic engines. Based on the limitation of the cyclic operation expressed by the Kelvin-Plank and Clausius statements, two conclusions were drawn. They are known as the **Carnot principles** expressed as

a- The efficiency of an irreversible heat engine is always less than the efficiency of a reversible engine operating between the same two heat reservoirs.

b- The efficiencies of all reversible heat engines operating between the same two heat reservoirs are the same.

To prove the Carnot principles, let us consider two heat engines A and B operating between the same heat reservoirs, as shown in Fig 5.10.

5.11 مبادیء كارنو

يضع القانون الثاني قيودًا على تشغيل المحركات على اساس الدورات الثرموديناميكية. واستناداً الى محدودية التشغيل الدوري التي ورد ذكرها في منطوق كلفن بلانك وكلاوسيوس, تم التوصل الى إستنتاجين معروفين بإسم **مبادئ كارنو** تنص على ان

أ- تكون كفاءة المحرك الحراري غير الانعكاسي دائمًا أقل من كفاءة المحرك الانعكاسي الذي يعمل بين نفس مستودعي الحرارة.

ب- تتساوى كفاءات جميع المحركات الحرارية الانعكاسية العاملة بين نفس مستودعي الحرارة.

ولإثبات مبادئ كارنو, دعونا ننظر في محركين حراريين A و B يشتغلان بين مستودعي الحرارة نفسها, كما هو موضح في الشكل (5.10).

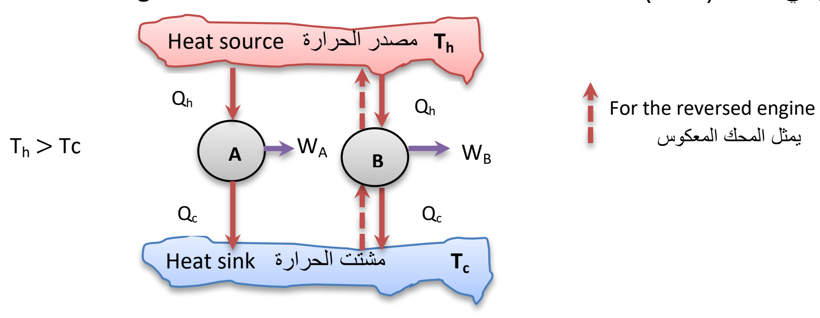


Figure 5.10 Heat engines operating between the same heat reservoirs

الشكل 5.10 محركان حراريان يعملان بين نفس مستودعات الحرارة

Case 1: for the first principle, we consider heat engine A irreversible and B reversible.
Let us assume that the irreversible heat engine A is more efficient than B ($\eta_A > \eta_B$), hence it delivers more work than B. Suppose that engine B is now reversed to operate as refrigerator heat engine. In this case, the refrigerator rejects Q_h to the heat source at higher temperature T_h. Also, the irreversible engine A is receiving the same amount of heat Q_h from the same reservoir. It follows that the net exchange of heat for this reservoir is zero; therefore it can be eliminated and the irreversible engine receives Q_h directly from the refrigerator. Now, we have an engine operating in a cycle producing net work ($W_A - W_B$) while exchanging heat with one heat reservoir. This clearly violates the second law of thermodynamics and our assumption that B $\eta_A > \eta_B$ is wrong. It follows that, the Carnot first principle is correct, that is a reversible engine is more efficient than an irreversible engine operating between the same heat reservoirs.

الحالة الأولى: لاثبات المبدأ الاول, نعتبر المحرك الحراري A محرك غيرانعكاسي والمحرك B انعكاسي.
لنفترض أن المحرك الحراري غير الانعكاسي A أكثر كفاءة من B ($\eta_A > \eta_B$), اي إنه ينجز قدراً من الشغل اعضم مما ينجزه المحرك الانعكاسي B. ولنفترض بأن عمل المحرك B اصبح معكوساً ليعمل بمثابة محرك حراري معكوس مثل الثلاجة. ففي هذه الحالة, تطرح الثلاجة كمية الحرارة (Q_h) إلى مصدر حراري درجة حرارته أعلى (T_h), بينما يكتسب المحرك غير الانعكاسي A نفس القدر من الحرارة (Q_h) من ذات المستودع. ويترتب على ذلك بأن المقدارالصافي لتبادل الحرارة لهذا المستودع اصبح مساوياً الصفر, وبالتالي يمكننا التخلص منه ليقوم المحرك غير الانعكاسي بسحب الحرارة (Q_h) مباشرة من الثلاجة. والآن اصبح لدينا محرك يعمل بدورة ثرموديناميكية ينتج شغلاً صافياً قدره ($W_A - W_B$), وبنفس الوقت يقوم بتبادل الحرارة مع مستودع حراري واحد. من الواضح أن هذا يتعارض مع نص القانون الثاني لديناميك الحرارة. وعليه لا يصح الافتراض بأن ($\eta_A > \eta_B$), وان مبدأ كارنو الأول هو الصحيح, اي ان المحرك الانعكاسي أكثر كفاءة من المحرك غير الانعكاسي الذي يعمل بين نفس المستودعات الحرارية.

Case 2 Both heat engines A and B are reversible.

The second Carnot principle can be proved in a similar manner. If we replace the irreversible engine A by a reversible heat engine which is more efficient than the reversible engine B. Following similar reasoning, the result is a heat engine operating in a cycle and producing net work while using a single heat reservoir. This violates the Kelvin Plank statement. We can therefore conclude that no reversible heat engine is more efficient than another reversible one exchanging heat with the same thermal reservoirs. This obviously proves Carnot second principle, which states: the efficiencies of all reversible heat engines operating between the same two heat reservoirs are the same.

الحالة 2 كلا المحركين الحراريين انعكاسيان.

يمكن إثبات مبدأ كارنو الثاني بطريقة مماثلة. فاذا استبدلنا المحرك غير الانعكاسي A بمحرك انعكاسي أكثر كفاءة من المحرك الانعكاسي الاخر B, فطبقنا للمنطق السابق, سنحصل على محرك حراري يعمل بدورة ثرموديناميكية يولد شغلاً صافياً باستخدام مستودع حراري واحد. وهذا يتعارض مع منطوق كيلفن وبلانك, ولذلك يمكننا أن نستنتج بانه لا يمكن ان يكون محرك حراري انعكاسي اكثر كفاءة من محرك انعكاسي آخر يتبادل الحرارة بين نفس المستودعات الحرارية. ومن الواضح ان هذا يثبت مبدأ كارنو الثاني الذي ينص: تتساوى كفاءات جميع المحركات الحرارية الانعكاسية العاملة بين نفس مستودعي الحرارة.

5.12 Thermodynamic Temperature Scale

5.12 تدرج درجة الحرارة الثرموديناميكي

In chapter 1, we discussed temperature scales and mentioned the **thermodynamic temperature scale** which is a scale independent of the working fluid properties. We also stated that the ideal gas scale is a similar temperature scale to the Kelvin scale. The temperature on this scale can be measured using a constant volume gas thermometer. To develop the thermodynamic scale further, we can now use the second law as a basis for our discussion.

ناقشنا في الفصل الاول تدرجات درجة الحرارة وذكرنا **تدرج درجة الحرارة الثرموديناميكي** الذي لايعتمد على خواص مائع التشغيل. وقد أشرنا الى أن تدرج الغاز المثالي هو تدرج مماثل لتدرج كيلفن, حيث تقاس درجة الحرارة باستخدام محرار الغاز ثابت الحجم. ويمكننا الآن الاستعانة بالقانون الثاني لديناميك الحرارة كأساس لتطوير التدرج الثرموديناميكي.

According to Carnot second principle, the thermal efficiency of a reversible Carnot heat engine $\eta_{t,rev}$ is independent of the working fluid properties; it is a function of the heat reservoirs temperatures T_h and T_c only. Thus, the thermal efficiency η_t is defined by thre following equation,

وفقًا لمبدأ كارنو الثاني, فإن الكفاءة الحرارية لمحرك كارنو الحراري الانعكاسي ($\eta_{t,rev}$) لا تعتمد على خواص مائع التشغيل, وانما هي دالة لدرجات حرارة مستودعي الحرارة (T_h) و(T_c) فقط, وعليه يتم تحديد الكفاءة الحرارية (η_t) بموجب المعادلة التالية

$$\eta_{t,\,rev} = 1 - \frac{Q_c}{Q_h} \qquad \text{(Eqn. 5.5)}$$

For a reversible engine,

وللمحرك الانعكاسي,

$$\eta_{t,\,rev} = 1 - \frac{Q_c}{Q_h}$$

$$\eta_{t,\,rev} = f\,(T_h, T_c)$$

$$\therefore\ 1 - \frac{Q_c}{Q_h} = f\,(T_h\,,\,T_c)$$

Expressing the equation in another form of a functional relationship:

نكتب المعادلة بصيغة دالية ثانية:

$$\frac{Q_c}{Q_h} = f\,(T_h\,,\,T_c) \qquad (5.11)$$

Hereafter, we develop another form of the functional relationship by applying equation 5.11 to the arrangement of heat engines shown in Fig 5.11, we can

فيما يلي, نكتب صيغة آخرى للعلاقة الدالية بتطبيق المعادلة (5.11) على ترتيب المحركات الحرارية الموضح في الشكل (5.11).

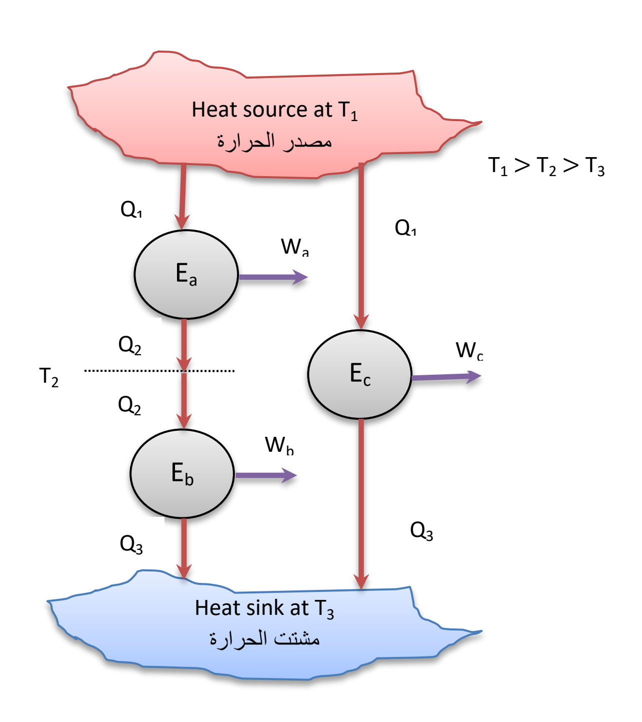


Figure 5.11 Three Carnot engines
الشكل 5.11 ثلاثة محركات كارنو

The three reversible engines, E_a, E_b and E_c extract heat from the source at T_1 and reject to the sink at T_3. Engine E_b receives heat Q_2 from engine E_a and rejects Q_3 to the heat sink at a lower temperature T_3. Combined engines E_a and E_b constitute an equivalent engine E_c and receive and reject the same amount of heat. Therefore, the combined two engines will have the same thermal efficiency as E_c. Let us now apply equation 5.11 to the three engines,

تستلم المحركات الانعكاسية الثلاثة (E_a وE_b و E_c) الحرارة من المصدر بدرجة الحرارة (T_1) وتطرحها إلى المشتت بدرجة (T_3). ويستلم المحرك (E_b) كمية الحرارة (Q_2) من المحرك (E_a) ويطرح (Q_3) إلى المشتت الحراري عند درجة حرارة منخفضة نسبياً (T_3). يشكل المحركان (E_a) و (E_b) معاً المحرك المكافئ (E_c) الذي يستلم ويطرح نفس كميات الحرارة. لذلك, سيكون للمحركين المدمجين نفس الكفاءة الحرارية التي تخص المحرك (E_c). دعونا الآن نطبق المعادلة (5.11) على المحركات الثلاثة,

$$\frac{Q_1}{Q_2} = f\,(T_1, T_2) \quad , \quad \frac{Q_2}{Q_3} = f\,(T_2, T_3) \quad , \quad \frac{Q_1}{Q_3} = f\,(T_1, T_3)$$

We can mathematically write, يمكننا كتا بة المعادلة وفقاً لقواعد علم الرياضيات كما يلي,

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{Q_1/Q_3}{Q_2/Q_3}$$

Or

او

$$\frac{Q_1}{Q_2} = f\,(T_1, T_2) = \frac{f\,(T_1, T_3)}{f\,(T_2\,,\,T_3)} \qquad (5.12)$$

But, the ration $(\frac{Q_1}{Q_2})$ is a function of T_1 and T_2 and it is independent of T_3. Thus, the relationship of equation 5.12 can be written as

لكن النسبة $(\frac{Q_1}{Q_2})$ هي دالة لكل من (T_1) و (T_2) وهي مستقلة عن (T_3). وعليه, يمكن كتابة المعادلة (5.12) بالصيغة الآتية

$$\frac{Q_1}{Q_2} = f\,(T_1, T_2) = \frac{\emptyset\,(T_1)}{\emptyset\,(T_2)} \qquad (5.13)$$

Since Ø (T) is an **arbitrary function**, Lord Kelvin defined a thermodynamic scale by considering Ø (T) = T, therefore

ونظرًا لأن ((T) Ø) هي **دالة اعتباطية**, فقد عرف اللورد كلفن تدرج درجة الحرارة الثرموديناميكي من خلال اعتبار (Ø (T) = T), وهكذا استنتج المعادلة التالية

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2} \qquad (5.14)$$

It follows that, for a reversible heat engine, i.e. a Carnot engine operating between T_h and T_c, equation 5.14 can be expressed as

وبناء على ذلك, يمكننا كتابة المعادلة (5.14) لمحرك حراري انعكاسي, أي محرك كارنو يشتغل بين (T_h) و(T_c)), على النحوالتالي

$$\frac{Q_h}{Q_c} = \frac{T_h}{T_c} \qquad (5.15)$$

The thermodynamic temperature scale is known as the **Kelvin scale** and the recorded temperatures on the scale are **absolute temperatures**. According to equation 5.1, the Kelvin scale is independent of the working fluid properties, and the heat transfer ratio $\frac{Q_h}{Q_c}$ is only function of the temperature ratio of the heat reservoirs.

يسمى تدرج درجة الحرارة الثرموديناميكي **تدرج كلفن**, وتكون درجات الحرارة المثبتة على هذا المقياس **درجات حرارة مطلقة**. ووفقاً لما ورد في المعادلة (5.15) فلا يعتمد تدرج كلفن على خواص مائع التشغيل, وانما تكون نسبة انتقال الحرارة $(\frac{Q_h}{Q_c})$ دالة لنسبة درجتي حرارة المستودعين فقط.

The temperature on the Kelvin scale is given the unit kelvin (K), and the value of the kelvin is based on the **water triple point** which is 273.161 K. The lowest temperature on this

تتخذ درجات الحرارة على مقياس كلفن وحدات الكلفن (K), وتستند قيمة الكلفن على **درجة الماء الثلاثية** التي تساوي (273.161 K). وان ادنى قيمة لدرجة الحرارة

scale is -273.16°C which is known as the **absolute zero** (0 K). The absolute zero is unattainable in practice according to the **Fowler-Guggenheim statement of the third law thermodynamics** which says, *It is impossible by any procedure, no matter how idealized, to reduce any system to the absolute zero of temperature in a finite number of operations*.

على هذا التدرج هي (-273.16°C) التي تُدعى **الصفر المطلق** (0 K). وبموجب منطوق **فاولر وغوغنهايم للقانون الثالث لديناميك الحرارة** فان الصفر المطلق غير قابل للتحقيق عملياً. ينص هذا المنطوق على انه, *من المستحيل تخفيض درجة حرارة المنظومة إلى الصفر المطلق بعدد محدود من العمليات الثرموديناميكية بأي وسيلة مهما كانت مثالية.*

We indicated in chapter 1, the relationship between the temperature on the Celsius scale and the Kelvin scale is expressed as

لقد وضحنا في الفصل الاول بأن العلاقة بين درجة الحرارة على تدرج سيلزيوس وتدرج كلفن تُكتب على النحو التالي,

$$T\ (K) = T\ (^{o}C) + 273$$

$$\Delta T\ (K) = \Delta T\ (^{o}C)$$

We also mentioned that the absolute temperature can be measured by the constant-volume thermometer.

وبينا أيضًا أنه يمكن قياس درجة الحرارة المطلقة بواسطة محرار الغاز ثابت الحجم.

5.13 Carnot Efficiency

5.13 كفاءة كارنو

The efficiency of the reversible engine or the **Carnot efficiency** ($\eta_{t,\ Carnot}$) is defined as: *the highest achievable efficiency by a heat engine operating between two heat reservoirs*. It is expressed by equation 5.5. Combining with equation 5.15, we arrive at

يمكن تعريف كفاءة المحرك الانعكاسي أو **كفاءة كارنو** ($\eta_{t,\ Carnot}$) على أنها: *أعلى كفاءة يمكن تحقيقها بواسطة محرك حراري يشتغل بين مستودعين حراريين*. وتعطى الكفاءة بموجب المعادلة (5.5), وبدمجها مع المعادلة (5.15) نتوصل إلى

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_c}{Q_h} \qquad \text{(Eqn. 5.5)}$$

$$\frac{Q_h}{Q_c} = \frac{T_h}{T_c} \qquad \text{(Eqn. 5.15)}$$

Thus, $\dfrac{Q_c}{Q_h} = \dfrac{T_c}{T_h}$ and

$$\eta_{t,\ rev} = \eta_{t,\ Carnot} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \qquad (5.16)$$

The termal Carnot efficiency ($\eta_{t,\ Carnot}$), or the reversible engine thermal efficiency ($\eta_{t,\ rev}$) has a higher value than any irreversible engine operating between the same two heat reservoirs. Nevertheless, it is worth noting that in practice, the efficiency of most industrial equipment does not exceed 40%.

تكون كفاءة كارنو الحرارية ($\eta_{t,\ Carnot}$) او قيمة كفاءة المحرك الانعكاسي الحرارية ($\eta_{t,\ rev}$) أعلى من كفاءة أي محرك غيرانعكاسي يشتغل بين نفس مستودعي الحرارة. وتجدر الاشارة الى انه من الناحية العملية, لا تتجاوز كفاءة معظم المعدات الصناعية 40٪ .

Referring to equations 5.7 and 5.9, the coefficient of performance for a reversible refrigerator can also be expressed in terms of temperature as follows

وبالرجوع الى المعادلات (5.7) و (5.9), يمكننا ايضاً كتابة معامل الأداء للثلاجة الانعكاسية بدلالة درجة الحرارة على النحو التالي

$$COP_{R\ (rev)} = \frac{T_c}{T_h - T_c} = \frac{1}{(T_h/T_c) - 1} \tag{5.17}$$

And for a reversible heat pump,

وللمضخة الحرارة الانعكاسية,

$$COP_{H\ (rev)} = \frac{T_h}{T_h - T_c} = \frac{1}{1 - (T_c/T_h)} \tag{5.18}$$

The efficiency value indicates the **quality of thermal energy**. The higher the temperature of the heat source T_h the more thermal energy converted to work, thus better quality of energy. As for quantity, it is measured by the amount of energy conserved by the system. A high temperature source provides quality. However, a source may have a high quantity of thermal energy but at low temperature, and thus have low quality energy. A good example is the water in a lake, it is difficult to utilise the thermal energy due to the low temperature of its water.

تشير قيمة الكفاءة إلى **جودة الطاقة الحرارية**, فكلما ارتفعت درجة حرارة المصدر الحراري, كلما تحول المزيد من الطاقة الحرارية إلى شغل, وبالتالي تصبح جودة الطاقة الحرارية أفضل. وفيما يخص كمية الطاقة, فهي تُقاس بمقدار الطاقة التي تحتفظ بها المنظومة. ويمنح المصدر ذو درجة الحرارة المرتفعة الجودة, في حين قد يمتلك المصدر كمية كبيرة من الطاقة الحرارية ولكن بدرجة حرارة منخفضة اي يمتلك طاقة ذات جودة منخفضة. وخير مثال على ذلك هو كمية المياه في البحيرة التي يصعب الاستفادة من طاقتها الحرارية بسبب انخفاض درجة حرارة مياهها.

Example 5.1

المثال 5.1

A Carnot heat engine operates in a cycle. It extracts 450 kJ of thermal energy per cycle from a heat source at 600°C and rejects heat to the heat sink at 25°C. Calculate the thermal efficiency and the heat rejected by the engine.

يشتغل محرك كارنو الحراري على اساس احدى الدورات الثرموديناميكية. يكتسب المحرك طاقة حرارية مقدارها (450 kJ) لكل دورة من مصدر حراري درجة حرارته (600°C), وبنفس الوقت يطرح كمية من الحرارة إلى مشتت حراري بدرجة (25°C). احسب الكفاءة الحرارية وكمية الحرارة التي يطرحها المحرك.

Solution الحل

Given **المعلوم**

Q_h = 450 kJ, T_h = 600°C = (600 +23) K, T_c = 25°C = (25 +273) K

Find **اوجد**

$\eta_{t\ Carnot}$, Q_c

Analysis **التحليلات**

We determine the efficiency $\eta_{t,\ Carnot}$ from equation 5.16; the unit of the absolute temperature in this equation is kelvin,

نحسب الكفاءة ($\eta_{t,\ Carnot}$) باستخدام المعادلة (5.15), حيث ان وحدات درجة الحرارة المطلقة في هذه المعادلة هي الكلفن,

$$\eta_{t\ Carnot} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \qquad \text{(Eqn. 5.16)}$$

$$\eta_{t\ Carnot} = 1 - \frac{25 + 273}{450 + 273} = 1 - 0.378 = 0.6217$$

$$\eta_{t\ Carnot} = \underline{62.17\%}$$

The Carnot engine in this example is 62.17% efficient, thus it converts 62.17 kJ of heat to work per 100 kJ of heat input.

نستنتج من هذا المثال بأن محرك كارنو يتمتع بكفاءة مقدرها (62.17%), وبالتالي فهو يحول (62.17 kJ) من الحرارة الى الشغل لكل (100 kJ) من الطاقة الحرارية التي تزود الى المنظومة.

The amount of heat rejected is calculated using equation 5.15

نحسب كمية الحرارة المفقودة باستخدام المعادلة (5.15)

$$\frac{Q_h}{Q_c} = \frac{T_h}{T_c} \qquad \text{(Eqn. 5.15)}$$

$$\frac{450}{Q_c} = \frac{600 + 273}{25 + 273}$$

$$Q_c = \underline{153.608\ kJ}$$

We conclude thatthe engine rejects 153.608 kJ of the 450 kJ.

نستنتج ان المحرك يطرح (153.608 kJ) من اصل (450 kJ).

Example 5.2

A refrigerator operates on a Carnot cycle. Heat is rejected to the atmosphere at 30°C and the cooling space is maintained at -6°C. a- determine the coefficient of performance the refrigerator and b- if the cooling space temperature is reduced to -20°C, what will be the percentage increase in the work input? Assume the same amount of heat is removed in both cases.

المثال 5.2

تشتغل ثلاجة معينة بدورة كارنو, حيث تطرح الحرارة إلى الغلاف الجوي بدرجة (30°C) مع الحفاظ على درجة حرارة حيز التبريد عند (-6°C).
أ- حدد قيمة معامل أداء الثلاجة. ب- إذا تم تخفيض درجة حرارة حيز التبريد إلى (-20°C), فما هي نسبة الزيادة المئوية في الشغل المزود للثلاجة؟ افترض ازاحة نفس كمية الحرارة في كلتا الحالتين.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$T_h = 30^oC,\ T_{c1} = -6,\ T_{c2} = -20^oC$$

Find

اوجد

a- $COP_{Ref\ (rev)}$, b- % increase in W_P

Analysis

التحليلات

a- The temperatures should first be changed to absolute values. The performance coefficient of the Carnot refrigeration cycle is then calculated from equation (5.17),

أ- ينبغي اولاً تحويل درجات الحرارة إلى القيم المطلقة ثم يُحسب معامل الأداء لدورة كارنو للتثليج باستخدام المعادلة (5.17),

$$COP_{R\ (rev)} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \qquad \text{(Eqn. 5.17)}$$

$$COP_{R\ (rev)} = \frac{-6+273}{(30+273)-(-6+273)} = \underline{7.416} = COP_{R1}$$

b- We now determine the work done on the system for the two temperatures, -4 and -20°C.

ب- نقييم الآن الشغل الذي المنجز على النظام لدرجتي الحرارة -4 و -20 درجة مئوية.

$$COP_{R1} = Q_c / W_{P1}$$

$$COP_{R2} = Q_c / W_{P2}$$

$$COP_{R2} = \frac{T_{c2}}{T_h - T_{c2}} = \frac{-20+273}{(30+273)-(-20+273)} = 4.05$$

$$W_{P1} = Q_c/COP_{R1} = Q_c/7.416$$

$$W_{P2} = Q_c/COP_{R2} = Q_c/4.05$$

$$\% \text{ increase of work} = (W_{P2} - W_{P1})/W_{P1} = [(Q_c/4.05) - (Q_c/7.416)]/(Q_c/7.416) \times 100$$

Cancel Q_c تختنصر

$$\% \text{ increase of work} = [(1/4.05) - (1/7.416)]/(1/7.416) \times 100 = \underline{83.1\%}$$

Comments

The work input of the refrigerator increased by 83.1%, which is a very large increase, and this is of course the minimum increase due to the adoption of the ideal Carnot-refrigeration cycle.

الملاحظات

إزدادت مدخلات طاقة الشغل للثلاجة بنسبة 83.1٪, وهي زيادة كبيرة جدًا, وهذا بالطبع هو الحد الأدنى من الزيادة بسبب اعتماد دورة كارنو للتثليج المثالية في حل هذا المثال.

Example 5.3

A reversible heat pump is used to maintain the temperature of a building at 20°C. The pump extracts 20 kW of thermal energy from water available at 8°C. If the water temperature drops to 3.5°C, determine the rate of circulation for the water in the heat pump and the power input to the heat pump. $C_{p\ (water)} = 4.18$ kJ/kg K.

المثال 5.3

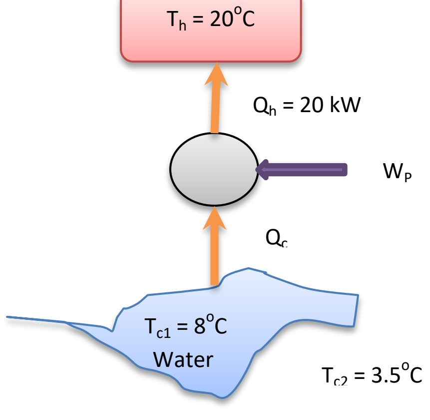
تستخدم مضخة حرارية انعكاسية للحفاظ على درجة حرارة احد المباني عند (20°C). تقوم المضخة باستخلاص طاقة حرارية مقدارها (20 kW) من المياه المتوفرة بدرجة الحرارة (8°C). فإذا انخفضت درجة حرارة الماء إلى (3.5°C), احسب كل من معدل تدوير الماء في المضخة الحرارية ومقدار القدرة المزودة الى المضخة الحرارية. ($C_{p\ (water)} = 4.18$ kJ/kg K)

Solution

الحل

Given

المعلوم



Find اوجد

$$\dot{m} \quad , \quad W_p$$

Analysis التحليلات

We can evaluate the mass flow rate of the water from the amount of heat extracted from the water Q_c. We first calculate the $COP_{H\ (rev)}$ using equation 5.18,

يمكننا تقييم معدل الجريان الكتلي للماء باستخدام كمية الحرارة المستحصلة من الماء (Q_c). نحسب أولاً ($COP_{H\ (rev)}$) باستخدام المعادلة (5.18)،

$$COP_{H\ (rev)} = \frac{T_h}{T_h - T_c} \qquad \text{(Eqn. 5.18)}$$

$$COP_{H\ (rev)} = \frac{20+273}{(20+273)-(8+273)} = 24.416$$

$$COP_H = \frac{Q_h}{Q_h - Q_c} = \frac{1}{1-(Q_c/Q_h)} \qquad \text{(Eqn. 5.9)}$$

$$24.416 = \frac{20}{20 - Q_c}$$

Q_c = 19.181 kW

$Q_c = \dot{m}\ C_{p\ (water)}\ \Delta T$

19.181 = $\dot{m}$ x 4.18 x (8 - 3.5)

$\dot{m}$ = 1.059 kg/s

$COP_H = Q_h / W_P$

24.416 = 20/W_P

W_P = 0.819 kW

Comments الملاحظات

- The energy supplied to the pump to keep the building warm is somewhat low compared to conventional electric heating.
- ΔT has the same value in K or ^oC.

- ان الطاقة المزودة للمضخة للحفاظ على دفء المبنى منخفضة إلى حد ما مقارنة بالتدفئة الكهربائية التقليدية.
- لا تتغير قيمة (ΔT) سواء استخدمنا وحدات (K) او (^oC).

Example 5.4

A solar collector is used to heat the fluid of a reversible heat engine. The engine rejects some of the heat to the atmosphere at 18°C. Experiments show that 31 kJ/m^{2}min of solar energy can be collected when the plate temperature is 85°C. Estimate the minimum collector area that would be required for producing I.5 kW of useful power.

المثال 5.4

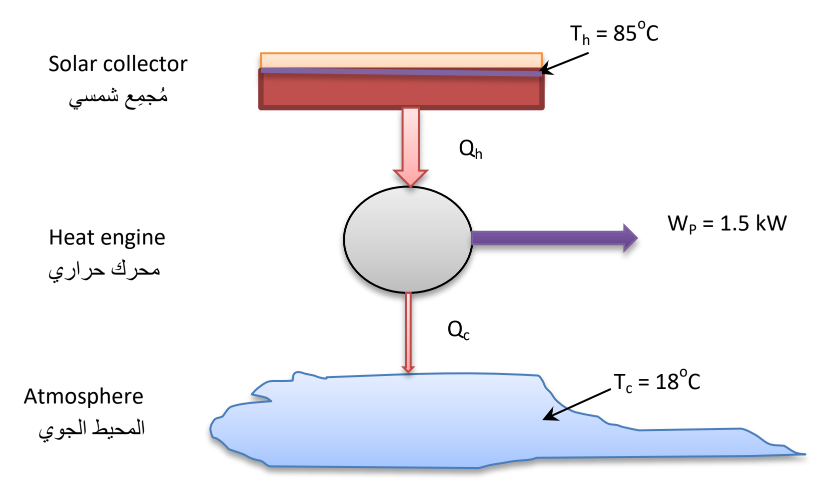
يستخدم مُجَمِع شمسي لتسخين المائع الجاري في محرك حراري انعكاسي, حيث يطرح المحرك بعض الحرارة الى المحيط الجوي عند درجة حرارة مقدارها (18°C). تُظهر التجارب أنه يمكن تجميع (31 kJ/m^{2}min) من الطاقة الشمسية عندما تكون درجة حرارة صفيحة الامتصاص تساوي (85°C). قم بتقدير الحد الأدنى من مساحة المجمع لتوليد (I.5 kW) من القدرة المفيدة.

Solution

الحل

Given

المعلوم



Find

The minimum area to produce 1.5 kW of power

اوجد

الحد الادنى من المساحة اللازمة لانتاج (1.5 kW) من القدرة

Analysis

We first evaluate the maximum efficiency of the heat engine which is equivalent to the reversible engine efficiency, and then we determine the area of the absorption plate from the minimum heat rejection to the atmosphere.

التحليلات

نقوم اولاً بتقييم كفاءة المحرك الحراري القصوى, وفي هذه الحالة هي كفاءة المحرك الانعكاسي, ثم نحدد مساحة صفيحة الامتصاص باستخدام ادنى قدر من الحرارة المطروحة الى مشتت الحرارة, اي الى المحيط الجوي.

$$\eta_{t\,max} = \eta_{t\,rev} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \qquad \text{(Eqn. 5.16)}$$

$$\eta_{t\,max} = 1 - \frac{18+273}{85+273} = 0.187$$

$$\eta_{t\,max} = \frac{W_P}{Q_{h\,(min)}}$$

$$Q_{h\,(min)} = \frac{W_P}{\eta_{(max)}} = 1.5/0.187 = 8.02\ kW = 481.28\ kJ/min$$

Minimum area = Heat extracted from collector/solar energy collected per m^2

الحد الادنى من الساحة = كمية الحرارر المستخلصة من المجمع الشمسي/الطاقة الشمسية المجمعة لوحدة المساحة

The minimum area = 481.28 kJ/min/31 kJ/m^2min = $\underline{15.5\ m^2}$

Comments

If we consider the incident solar radiation on the plate to be 1 kW/m^2, the efficiency of the solar collector$\eta_{collecto}$ will be,

الملاحظات

اذا اعتبرنا مقدار الاشعة الشمسية الساقطة على صفيحة الامتصاص تساوي (1 kW/m^2), ستكون كفاءة المجمع الشمسي ($\eta_{collecto}$) الآتي,

$$\eta_{collector} = \text{absorbed heat /incident solar radiation}$$

$$\eta_{collector} = (481.8/60\ x15.5)/1 = 0.517 = 51.7\%$$

Comments

Note that the efficiency of the collector is 51.7% which is high; this is because the collector, in this example, is considered as part of an ideal reversible cycle. In fact, this value is difficult to achieve in practice and the normal value of the efficiency is around 20%.

الملاحظات

لاحظ ان كفاءة المجمع بواقع 51.7٪ عالية, والسبب يعود الى اعتبار المجمع في هذا المثال جزء من دورة انعكاسية مثالية. وفي واقع الحال, يصعب تحقيق هذه القيمة في الممارسة العملية, اذ تبلغ القيمة الاعتيادية بحدود 20٪.

Example 5.5

A Carnot refrigeration cycle operates between the temperatures – 10°C and 22°C. The closed system cycle uses 0.82 kg of refrigerant. The refrigerant leaves the evaporator as saturated vapour and the liquid remain saturated at the exit of the condenser. The net work input is 15.5 kJ. The latent heat of evaporation is 204 kJ/kg.

المثال 5.5

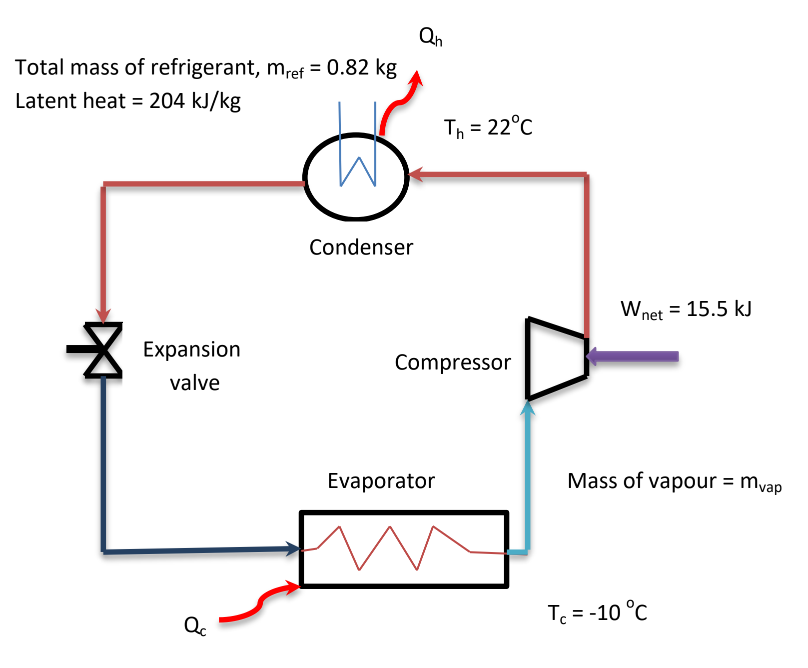
تعمل دورة كارنو للتثليج بين درجات الحرارة (10°C –) و (22°C), حيث توظف دورة المنظومة المغلقة (0.82 kg) من سائل التثليج. يخرج مائع التثليج من المبخر كبخار مشبع, بينما يبقى السائل مشبعاً عند خروجه من المكثف. يبلغ مقدار الشغل الصافي المزود (15.5 kJ)ز علماً ان قيمة الحرارة الكامنة للتبخير تساوي (204 kJ/kg).

Evaluate the **mass fraction** of the refrigerant leaving the evaporator.

احسب **الكسر الوزني** او **الكسرالكتلي** لسائل التبريد الذي يخرج من المبخر.

Give: The Carnot refrigeration cycle below.

المعلوم: دورة كارنو للتثليج الموضحة في ادناه.



Find

اوجد

Mass fraction of refrigerant leaving the evaporator (m_{vap}/m_{ref})

الكسر الكتلي لمائع التثليج الخارج من المبخر(m_{vap}/m_{ref})

Analysis

التحليلات

For Carnot refrigeration cycle, the Coefficient of performance is determined from equation 5.17,

نحسب معامل الاداء لدورة كارنو للتثليج باستخدام المعادلة ,(5.17)

$$COP_{R\,(rev)} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \qquad \text{(Eqn. 5.17)}$$

$$COP_{R\,(rev)} = \frac{-10+273}{(22+273)-(-10+273)} = 8.218$$

$$COP_R = \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}} = \frac{Q_c}{W_p} \qquad \text{(Eqn 5.6)}$$

$Q_c = COP_R \times W_p$

For a reversible or Carnot refrigeration cycle,

$Q_c = COP_{R\ (rev)} \times W_{net} = 8.218 \times 15.5 = 127.379$ kJ

Since the heat input to the evaporator is consumed for phase change from saturated liquid to saturated vapour, the latent heat of evaporation in kJ/kg is therefore equal to the heat input (Q_c) divided by the mass of the generated vapour m_{vap}. Thus,

لما كانت الحرارة المزودة الى المبخر تُستهلك في تغيير الطور من السائل المشبع إلى البخار المشبع, لذا فإن الحرارة الكامنة للتبخير بالوحدات (kJ/kg) تساوي الحرارية (Qc) مقسومة على كتلة البخار المتولد (m_{vap}). وهكذا يمكننا كتابة ما يلي

Latent heat = Q_c/m_{vap}

(m_{vap}) = Qc /latent heat

m_{vap} = 127.379 kJ/204 kJ/kg = 0.624 kg

Mass fraction = mass of vapour/ total mass of refrigerant

Mass fraction = 0.624/0.82 = 0.761

Comments

الملاحظات

The Carnot refrigeration cycle is an ideal reversible cycle consisting of reversible processes, and therefore has a maximum coefficient of performance that is not practically achievable.

دورة كارنو للتثليج هي دورة انعكاسية مثالية مؤلفة من عمليات انعكاسية, وعليه تتمتع باقصى قيمة لمعامل الاداء الذي لايمكن تحقيقه عملياً.

Review Questions and Problems

اسئلة المراجعة والمسائل

5.1 Explain the objectives of the first law of thermodynamics and compare to the objectives of the second law.

5.1 اشرح أهداف القانون الأول لديناميك الحرارة وقارنها باهداف القانون الثاني.

5.2 What is a heat engine? How does it operate?

5.2 ما هو المحرك الحراري؟ وكيف يعمل؟

5.3 Describe a heat engine operating as a cycle in a closed thermodynamic system.

5.3 أكتب وصفاً لمحرك حراري يعمل على اساس الدورة في منظومة ثرموديناميكية مغلقة.

5.4 Define the thermal efficiency of a heat engine. Why is the efficiency of an engine low?

5.4 عرف الكفاءة الحرارية للمحرك الحراري. لماذا تكون كفاءة المحرك منخفضة؟

5.5 What is meant by a heat source and a heat sink; give some examples.

5.5 ما المقصود بمصدر الحرارة ومشتت الحرارة, اذكر بعض الامثلة.

5.6 Is it possible for a heat engine to operate on one thermal reservoir?

5.6 هل يمكن لمحرك حراري أن يعمل بمستودع حراري واحد؟

5.7 Write down the two statements of the second law of thermodynamics.

5.7 اكتب نص منطوقي القانون الثاني لديناميك الحرارة.

5.8 Show how the Kelvin-Plank statement and the Clausius statement are interrelated.

5.8 وضح كيفية ترابط منطوق كلفن وبلانك ومنطوق كلاوزيوس.

5.9 Discuss the concept of perpetual motion.

5.9 ناقش مفهوم الحركة الدائمة.

5.10 What is the difference between PMM1 and PMM2?

5.10 ما هو الفرق بين (PMM1) و(PMM2)؟

5.11 What is meant by reversibility and irreversibility?

5.11 ما المقصود بالانعكاسية واللا انعكاسية؟

5.12 What are the causes of irreversibility? Explain some the important causes.

5.12 ماهي مسببات اللا انعكاسية؟ اشرح بعض المسببات المهمة.

5.13 Explain how may a frictionless engine operates with 100% efficiency.

5.13 وضح كيف يمكن لمحرك خالي من الاحتكاك ان يشتغل بكفاءة 100٪.

5.14 Define the coefficient of performance. How does the coefficient for a refrigerator differ from that for a heat pump?

5.14 عرف معامل الاداء. كيف يختلف معامل اداء الثلاجة عن معامل اداء المضخة الحرارية؟

5.15 Sketch a schematic to show the components of a refrigerator and the components of a heat pump.

5.15 ارسم رسماً تخطيطياً لإظهار مكونات الثلاجة ومكونات المضخة الحرارية.

5.16 What is a Carnot cycle? Explain the processes that make up the cycle.

5.16 ما هي دورة كارنو؟ اشرح العمليات التي تتألف منها الدورة.

5.17 Sketch a typical Carnot engine for a steady flow system.

5.17 ارسم رسماً تخطيطاً لنموذج من محرك كارنو يخص منظومة الجريان المستقر.

5.18 Discuss the Carnot principles.

5.18 ناقش مبادىء كارنو.

5.19 Explain the thermodynamic scale of temperature.

5.19 اشرح التدرج الثرموديناميكي لدرجة الحرارة.

5.20 What is meant by absolute zero? How does the temperature on the Kelvin scale relate to the temperature on the Celsius scale?

5.20 ما المقصود بالصفر المطلق؟ كيف ترتبط درجة الحرارة على تدرج كلفن بدرجة الحرارة على تدرج سيلزيوس؟

5.21 Derive an expression for the Carnot efficiency in terms of absolute temperature.

5.21 اشتق معادلة لكفاءة كارنو بدلالة درجة الحرارة المطلقة.

5.22 Write down the equations of the coefficient of performance for a reversible refrigeration cycle and for a reversible heat pump cycle.

5.22 اكتب معادلات معامل الأداء لدورة التثليج الانعكاسية ولدورة مضخة الحرارة الانعكاسية.

5.23 Discuss the practical application of heat pumps. You can get some information from the internet and any other available resources.

5.23 ناقش التطبيقات العملية لمضخات الحرارة. يمكنك الاستعانة ببعض المعلومات من الإنترنت وبأي من المصادر ألاخرى المتوفرة.

5.24 Explain why it is not possible to construct an engine more efficient than the Carnot engine.

5.24 وضح لماذا لا يمكن تصنيع محرك أكثر كفاءة من محرك كارنو.

5.25 Is it possible to increase the coefficient of performance for a refrigerator? Explain how.

5.25 هل من الممكن زيادة قيمة معامل الاداء للثلاجة؟ اشرح كيف يتم ذلك.

5.26 Determine the heat supplied to a heat engine that rejects 550 kJ/kg of heat; the thermal efficiency of the engine is 45%.

5.26 احسب كمية الحرارة التي تُجهز لمحرك حراري يطرح (550 kJ/kg) من الحرارة ويشتغل بكفاءة حرارية قدرها 45٪.

5.27 a steam power plant produces 400 MW of net power. The overall efficiency of the plant is 30%. If the amount of solid fuel consumed is

5.27 تنتج محطة طاقة بخارية (400 MW) من القدرة الصافية, حيث ان الكفاءة الكلية للمحطة هي 30٪. فإذا علمت ان كمية الوقود الصلب المستهلكة تساوي

125 metric ton/hr, determine the **heating value** of the fuel in kJ/kg.

(125 metric ton/hr) احسب **القيمة الحرارية** للوقود بوحدات (kJ/kg).

Ans. 38399 kJ/kg الجواب

5.28 The power supply to a refrigerator is 2 kW. If the refrigerator removes heat from the cold compartment at the rate of 25,000 kJ/hr, calculate (a) the coefficient of performance and (b) the amount of heat rejected to the surroundings.

5.28 اذا علمت ان مقدارالطاقة المجهزة لثلاجة معينة يساوي (2 kW). وكانت الثلاجة تقوم بسحب الحرارة من الحيز المبرد بمعدل (25,000 kJ/hr), احسب (أ) معامل الأداء, و (ب) كمية الحرارة المطروحة إلى الجو المحيط.

5.29 A heat engine of 28% thermal efficiency is used to drive a refrigerator having a coefficient of performance of 4.7. If the total heat removed from the cold compartment over a period of time is 950 kJ, determine the heat input to the engine.

5.29 يستخدم محرك حراري له كفاءة حرارية قدرها 28٪ لتشغيل ثلاجة ذات معامل أداء مقداره 4.7. فإذا كانت الحرارة الإجمالية التي تم إزالتها من حيز التبريد خلال فترة زمنية معينة تساوي (950 kJ), اوجد قيمة الحرارة المزودة الى المحرك.

Ans. 721.884 kJ الجواب

5.30 A heat engine, with an efficiency of 32%, is coupled with a heat pump to heat up a space inside a house. The COP_H of the heat pump is 2.7. The heat input to the engine is 90 MJ/hr. Determine the heat available for heating the house in kJ/s.

5.30 اذا اقترن محرك حراري ذو كفاءة 32 % مع مضخة حرارية لتسخين مساحة محددة داخل منزل معين. وكان معامل اداء المضخة الحرارية (COP_H) يساوي (2.7), ومقدار الحرارة الداخلة للمحرك (90 MJ/hr), اوجد كمية الحرارة المتاحة لتدفئة المنزل بوحدات (kJ/s).

Ans. 21.6 kJ/s الجواب

5.31 A house refrigerator has a coefficient of performance of 1.8 and an electric power input of 500 W. If 10 bottles of water, each one is 1.5 litre, are placed inside the refrigerator. How long does it take to cool the bottles from 30°C to 12°C? The specific heat of water is 4.18 kJ/kg°C. Ignore the effect of the bottles material.

5.31 اذا كان معامل أداء ثلاجة منزل يساوي 1.8 ومقدار طاقة الكهرباء المجهزة (500 W). وقد وضع داخل الثلاجة 10 زجاجات من الماء, حجم كل زجاجة 1.5 لتر. كم من الوقت يستغرق تبريد الزجاجات من 30 درجة مئوية إلى 12 درجة مئوية؟ علماً ان الحرارة النوعية للماء تساوي (4.18 kJ/kg°C) . اهمل تأثير مادة صنع الزجاجات.

Ans. 20.9 min الجواب

5.32 The temperature of a house is maintained warm by a heat pump. The house losses heat to the surroundings at the rate of 2088 MJ/day. If the thermal energy generated inside the house from lighting and people is 5000 kJ/hr, calculate the power requirements in kW to drive the heat pump.

5.32 يتم الحفاظ على درجة حرارة منزل معين دافئة بواسطة مضخة حرارية. وكان المنزل يفقد كمية من الحرارة الى المناطق المحيطة به بمعدل (2088 MJ/day). فإذا كانت الطاقة الحرارية المتولدة داخل المنزل بسبب الإضاءة ووجود لأشخاص تساوي (5000 kJ/hr), احسب متطلبات القدرة الكهربائية لتشغيل المضخة الحرارية بوحدات (kW).

Ans. 7.347 kW الجواب

5.33 A Carnot heat engine is supplied with thermal energy at the rate 15 kJ/s. The heat source temperature is 700°C and the heat sink is at 25°C. Determine the thermal efficiency and the power input to the engine.

5.33 يُزود محرك كارنو الحراري بالطاقة الحرارية بمعدل (15 kJ/s). فاذا علمت ان درجة حرارة مصدر الحرارة 700 درجة مئوية ودرجة حرارة مشتت الحرارة تساوي 25 درجة مئوية, حدد قيمة الكفاءة الحرارية والقدرة المزودة الى المحرك.

Ans. 70.4%, 10.56 kW الجواب

5.34 A heat pump, working on the Carnot cycle, extracts 17.5 kJ/s of thermal energy from a reservoir at 6°C and supplies heat to another reservoir at 580°C. The heat pump is driven by a reversible heat engine which receives heat from a source at 850°C and rejects to a reservoir at 62°C. The heat engine also delivers 32 kW to operate another device. Determine the rate of heat supply to the reversible heat engine from the heat source.

5.34 تكتسب مضخة حرارية تعمل بدورة كارنو طاقة حرارية مقدارها (17.5 kJ/s) من مستودع حراري درجة حرارته 6 درجات مئوية, وتزود كمية من الحرارة الى مستودع حراري آخر عند 580 درجة مئوية. تُشغل المضخة الحرارية بواسطة محرك حراري انعكاسي يكتسب الحرارة من مصدر حراري درجة حرارته (850°C), ويطرح إلى مستودع حراري بدرجة (62°C). يمنح المحرك الحراري أيضًا (32 kW) من القدرة لغرض تشغيل جهاز آخر. اوجد معدل تزويد الحرارة الى المحرك الحراري الانعكاسي من مصدر الحرارة.

Ans. 50.659 kJ/s الجواب

5.35 Find the maximum thermal efficiency of an electric power generation system which extracts heat from a geothermal underground water source. The temperature of the source is 150°C and the atmospheric temperature around the location is 23°C.

5.35 اوجد الكفاءة الحرارية القصوى لمنظومة توليد طاقة كهربائية تستلم الحرارة من مصدر للمياه الجوفية الحرارية. علماً ان درجة حرارة المصدر تساوي 150 درجة مؤوية ودرجة حرارة الجو حول الموقع هي 23 درجة مئوية.

Ans. 30 % الجواب

5.36 The performance of the heat pump depends on the source temperature. Plot a graph for the COP_H verses the source temperature. Consider the environmental temperature to be 25°C and the values of the source temperature:

5.36 يعتمد أداء المضخة الحرارية على درجة حرارة المصدر. ارسم خطاً بيانياً يمثل معامل الاداء (COP_H) ضد درجة حرارة المصدر علماً ان درجة حرارة الجو المحيط تساوي (25°C). اعتمد القيم التالية لدرجة حرارة المصدر:

5°C, 0°C, -6°C, -10°C, -20°C, -30°C.

What is the maximum value of the COP_H?

ما هي القيمة القصوى لمعامل الاداء (COP_H)؟

5.37 Two Carnot heat engines A and B are arranged in series between two heat reservoirs at 694 K and 277.4 K respectively. The heat rejected by engine A is used as an input to engine B. if the efficiency of A is 20 % greater than the efficiency of B, calculate the temperature between A and B.

5.37 نُصب اثنان من محركات كارنو الحرارية (A) و (B) بالتسلسل بين خزانين حراريين درجة حرارة كل منهما (694 K) و (277.4 K) على التوالي. وقد استخدمت الحرارة التي يطرحها المحرك (A) كحرارة مجهزة للمحرك (B). فإذا علمت ان كفاءة المحرك (A) تتجاوز كفاءة (B) بنسبة 20%, احسب درجة الحرارة بين المحرك (A) والمحرك (B).

Ans. 416.4 K الجواب

5.38 A heat engine produces 110 kW of power by receiving 84000 kJ/min of thermal energy from an external heat source. If the source temperature is 30°C and the sink is at 12°C, does the design of this engine violate the second law of thermodynamics?

5.38 يستقبل محرك حراري (84000 kJ/min) من الطاقة الحرارية من مصدر حراري خارجي لتوليد (110 kW) من القدرة. إذا كانت درجة حرارة المصدر (30°C) ودرجة حرارة مشتت الحرارة (12°C), فهل يتعارض تصميم المحرك مع القانون الثاني لديناميك الحرارة؟

Answer, الجواب

Yes, it violates the second law because the efficiency exceeds the Carnot efficiency.

نعم, يتعارض مع القانون الثاني لان كفاءة المحرك تفوق كفاءة كارنو

5.39 The cooled space of a refrigerator is maintained at 6°C by rejecting heat to the surroundings at 28°C. If the cooling rate is 4.7 tons, estimate the size of the electrical motor rated as horse power (hp).

5.39 يتم الحفاظ على حيز التبريد لثلاجة معينة عند 6 درجة مئوية عن طريق طرد الحرارة إلى المحيط الجوي عند 28 درجة مئوية. فإذا كان معدل التبريد يساوي 4.7 طن, احسب القدرة الحصانية للمحرك (hp).

1 hp = 745.7 J/s, 1 ton of cooling = 3.516 kW

Ans. 1.721 hp الجواب

5.40 The temperature inside a house is to be maintained at 18°C by an air conditioning unit with a coefficient of performance of 2.6. The house gains heat from the surroundings at the rate of 350 kJ/min and the heat generated by electrical appliances and people is 7000 kJ/h. Evaluate the horse power required to run the unit.

5.40 اذا كان المطلوب ابقاء درجة الحرارة داخل منزل معين عند 18 درجة مئوية بواسطة وحدة تكييف هواء ذات معامل أداء قدره 2.6. وكان المنزل يكتسب حرارة من المحيط الخارجي بمعدل (350 kJ/min), اضافة الى (7000 kJ/h) من الحرارة الناتجة عن الاجهزة الكهربائية والأشخاص داخل المنزل. احسب القدرة الحصانية اللازمة لتشغيل وحدة التبريد.

Ans. 2.897 hp الجواب

Chapter 6

Entropy & Exergy

الفصل السادس

الأنتروبي والأكسيرجي

Learning Objectives of Chapter 6

- Introduce the concept of entropy.
- Discuss the Clausius approach and formulate the change in entropy for a reversible process.
- Plot the T-S diagram for reversible isothermal, reversible adiabatic processes, and for Carnot cycle.
- Establish the principles of entropy increase.
- Develop relationships between entropy and enthalpy.
- Calculate entropy change for gases, liquids, solids and steam.
- Formulate the change in entropy for irreversible processes and solve relevant examples.
- Discuss entropy transfer and apply entropy balance to various systems.
- Derive the isentropic efficiency for steady flow devices.
- Define exergy and develop equations for exergy of closed and steady flow systems.
- Apply exergy balance to closed and steady flow systems.
- Explain destroyed entropy and irreversibility.
- Define and apply second law efficiency.

اهداف دراسة الفصل السادس

- تقديم نبذة تعريفية عن مفهوم الانتروبي.
- مناقشة نهج كلازيوس وصياغة معادلة لحساب مقدار التغير في الانتروبي للعملية الانعكاسية.
- رسم مخطط (T-S) لكل من العمليات الانعكاسية الايسوثرمية والانعكاسية الاديباتية ولدورة كارنو.
- تثبيت مبادىء الزيادة في الانتروبي.
- اشتقاق العلاقات بين الانتروبي والانثالي.
- حساب التغير في الانتروبي للغازات والسوائل والمواد الصلبة ولبخار الماء.
- صياغة معادلات التغير في الانتروبي للعمليات غير الانعكاسية وحل الامثلة ذات الصلة.
- شرح ومناقشة انتقال الانتروبي وتطبيق موازنة الانتروبي على منظومات مختلفة.
- اشتقاق معادلات تخص الكفاءة الايسنتروبية لاجهزة الجريان المستقر.
- تعريف الاكسيرجي واشتقاق معادلات الاكسيرجي للمنظومات المغلقة ومنظومات الجريان المستقر.
- تطبيق موازنة الاكسيرجي على المنظومات المغلقة ومنظومات الجريان المستقر.
- توضيح معنى الاكسيرجي المدمرة واللا انعكاسية.
- تعريف وتطبيق كفاءة القانون الثاني.

In this chapter, we deal with the definition and application of a thermodynamic property known as entropy and its relation to the second law of thermodynamics. We start with the discussion of the Clausius inequality, and after defining and plotting T-S diagrams; we explain the concept of entropy increase. Next we deal with the entropy changes that occur during reversible and irreversible processes of pure substances.

We then examine the entropy balance and application to various systems including steady flow processes. Further, the isentropic efficiencies of equipment, such as tyrbines, compressors, are examined. The concept of availability or exergy is introduced in the later part of the chapter. We continue with exergy balances and determination of reversible work or maximum useful work that can be obtained from a system. We also discuss exergy destruction and irreversibility. Finally, we conclude by applying the second law efficiency equations to some engineering devices.

نتطرق في هذا الفصل إلى تعريف وتطبيق الخاصية الديناميكية الحرارية المعروفة باسم الانتروبي وارتباطها يالقانون الثاني لديناميك الحرارة. نبدأ بمناقشة تباين كلاوزيوس, وبعد التعرف على مخططات T-S ورسمها نشرح مفهوم الزيادة بالانتروبي. بعد ذلك, نتظرق الى تغيرات الانتروبي التي تحدث أثناء العمليات الانعكاسية وغير الانعكاسية للمواد النقية, ثم نتمعن في موازنة الانتروبي وتطبيقها على منظومات مختلفة بما في ذلك منظومات الجريان المستقر. وندرس أيضًا الكفاءة الايسنتروبية للمعدات الصناعية مثل التوربينات والضواغط. وفي الجزء الاخير من الفصل, نتطرق الى مفهوم الطاقة المتاحة أو ما يسمى بالاكسيرجي. ونقوم باجراء موازنة الاكسيرجي, وكذلك تحديد قيمة الشغل الانعكاسي او اقصى شغل مفيد يمكن ان تولده المنظومة. ونناقش أيضًا مفهوم الاكسيرجي المُدَّمرة وظاهرة اللا انعكاسية. وفي النهاية نختتم الفصل بتطبيق معادلات كفاءة القانون الثاني لديناميك الحرارة على بعض الأجهزة الهندسية.

6.1 What is entropy?

In previous chapters, we talked about the existence a function of state called **entropy**; it is an extensive property that has the symbol (S) and units of kJ/kg. The specific value of entropy, denoted (s) in kJ/kgK, is one of the functions listed in the steam tables. Internal energy (U) is another function of state associated with the first law of thermodynamics. The first law of thermodynamics indicated that the **cyclic integral** of heat is equal to the cyclic integral of work ($\oint W = \oint Q$). Similarly, the second law of thermodynamics can be stated in terms of cycles performed by thermodynamic systems. In fact the second law leads to the definition of entropy. The simple definition states that *the entropy is the* measure of the unavailability of a system's *thermal energy per unit temperature to perform useful work.* In the following sections, we will explain how the definition was arrived at.

It should be noted that, some prominent scientists, including **Rudolf Clausius**, conducted numerous studies to arrive at a definition for entropy and formulate relevant expression. Additionally, **Ludwig Boltzman** investigated the concept of entropy on the microscopic level and laid the foundation for the field of statistical thermodynamics. In this context, entropy is considered as *a measure of molecular disorder*.

6.2 Clausius Approach-Entropy Change

The second law often leads to expressions with inequalities, such as (<) and (>). For example, the efficiency of an irreversible engine is less than the efficiency of a reversible heat engine operating between the same thermal reservoirs ($\eta_{irrev.} < \eta_{rev}$). The **Clausius inequality** is another vital inequality in thermodynamics, it states that *for a thermodynamic system undergoing a cycle exchanging heat with two reservoirs, the cyclic integral of* ($\frac{\delta Q}{T}$) *is always less than or equal to* zero.

6.1 ماهي الانتروبي؟

تحدثنا في الفصول السابقة عن وجود احد متغيرات الحالة المعروف بإسم **الإنتروبي** والتي تسمى احياناً **الانتروبيا**. وهي خاصية شاملة رمزها (S) ووحداتها (kJ / kg). وان القيمة النوعية للإنتروبي المشار إليها بالرمز (s) بالوحدات (kJ/kgK) هي إحدى المتغيرات المدرجة في جداول بخار الماء. كما ان الطاقة الداخلية (U) هي متغير آخر لتحديد حالة المنظومة مرتبط بالقانون الاول لديناميك الحرارة. يشير القانون الأول لديناميك االحرارة إلى حقيقة أن **التكامل الدوري** للحرارة يساوي التكامل الدوري للشغل ($\oint W = \oint Q$). ويمكننا بشكل مماثل تعريف القانون الثاني لديناميك الحرارة استناداً الى الدورات التي تنجزها االمنظومات الثرموديناميكية. وفي الواقع, فإن القانون الثاني يقودنا إلى تعريف خاصية الانتروبي. ينص التعريف المبسط على ان *الإنتروبي هي مقياس عدم توافر الطاقة الحرارية لكل وحدة درجة حرارة في منظومة ثرموديناميكية لأداء شغل مفيد.* وسنشرح كيف تم التوصل إلى هذا التعريف في البنود اللاحقة.

تجدر الاشارة الى ان بعض العلماء البارزين, بما في ذلك **رودولف كلاسيوس**, أجروا العديد من الدراسات للتوصل الى تعريف الانتروبي وصياغة المعادلات ذات الصلة. بالاضافة الى ذلك, قام العالم **ليدوك بولتزمان** بالبحث في مفهوم الانتروبي على المستوى المجهري ووضع الأسس العامة لعلم ديناميك الحرارة الإحصائي. وفي هذا السياق, تُعد الانتروبي *مقياساً لعشوائية الجزيئات*.

6.2 نظرية كلاوزيوس—التغير بالانتروبي

غالبًا ما يؤدي القانون الثاني إلى معادلات تشتمل على اشارات عدم المساواة مثل (>) و (<). على سبيل المثال, تكون كفاءة المحرك غيرالانعكاسي أقل من كفاءة المحرك الحراري الانعكاسي الذي يشتغل بين نفس مستودعات الحرارة, اي ان ($\eta_{irrev.} < \eta_{rev}$). ويُعد **تباين كلاوزيوس** نهج أخر لعدم المساواة في علم ديناميك الحرارة, حيث ينص على *ان التكامل الدوري للمقدار* ($\frac{\delta Q}{T}$) *لمنظومة ثرموديناميكية تمر بدورة تبادل حراري مع مستودعين حراريين, يكون دائمًا أقل من أو يساوي الصفر.*

thus

اذن

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \qquad (6.1)$$

The cyclic integral is therefore represents the sum of all the infinitesimal amounts of heat transfer values from or to a system divided by the temperature at the boundary. Note that, the Clausius inequality is valid for reversible and irreversible cycles including refrigeration. Suppose that we have (n) reservoirs at different temperatures, the inequality can be written as

بناء على ذلك, فإن التكامل الدوري يمثل مجموع كل الكميات متناهية الصغر لقيم الحرارة المنتقلة من أو إلى المنظومة مقسومًا على درجة الحرارة السائدة في تخومها. وتجدر الاشارة الى ان متباينة كلاوزيوس قابلة للتطبيق على الدورات الانعكاسية وغير الانعكاسية بما في ذلك دورات التبريد والتثليج. لنفترض الآن ان لدينا (n) من المستودعات الحرارية بدرجات حرارة مختلفة, فيمكن كتابة المتباينة بالصيغة التالية

$$\frac{\delta Q_1}{T_1} + \frac{\delta Q_2}{T_2} + \frac{\delta Q_3}{T_3} + \cdots \frac{\delta Q_n}{T_n} \leq 0 \qquad (6.2)$$

In the case of reversible cycles that include reversibility for every process, all quantities can be reversed and therefore they have the same magnitude and opposite signs. Thus, if the heat supplied in equation 6.2 is considered positive and heat rejected negative, the equation for reversible cycles can be written as follows

فيما يخص الدورات الانعكاسية التي تمتلك جميع عملياتها قابلية الانعكاس, فيمكن عكس جميع الكميات المكونة لها ليكون لها نفس القيم بإشارات معاكسة. وعليه, اذا اعتبرنا الحرارة المزودة الى المنظومة في المعادلة (6.2) موجبة والحرارة المفقودة سالبة, فيمكن كتابة المعادلة للدورات الانعكاسية على النحو التالي

$$\frac{\delta Q_1}{T_1} + \frac{\delta Q_2}{T_2} + \frac{\delta Q_3}{T_3} + \cdots \frac{\delta Q_n}{T_n} = 0 \qquad (6.3)$$

Or

او

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{Rev} = 0 \qquad (6.4)$$

It follows that, the inequality in equation 6.1 holds for irreversible cycles, and the equality holds for totally reversible cycles. The equality of equation 6.4 obviously applies to cycles of ideal processes. Let us consider a cycle A-B, depicted in Fig. 6.1 with two reversible processes. In this case the cyclic integral can be replaced as the sum of two integrals, one for path 1 of the reversible compression process, and the other for path 2 of the reversible expansion,

وهكذا نستنتج بأن اشارة عدم المساواة في المعادلة (6.1) تنطبق على الدورات غير انعكاسية, بينما تنطبق المساواة على الدورات الانعكاسية, اي القابلة للعكس تماماً. ومن البديهي أن المساواة في المعادلة (6.4) تنطبق على الدورات التي تتضمن العمليات المثالية (لانها انعكاسية). دعونا الآن نتأمل الدورة (A-B) الموضحة في الشكل (6.1) المؤلفة من عمليتين انعكاسيتين. ففي هذه الحالة, يمكننا استبدال التكامل الدوري كمجموع تكاملين, أحدهما يخص المسار 1 لعملية الانضغاط الانعكاسي, والآخر هو المسار 2 للتمدد الانعكاسي,

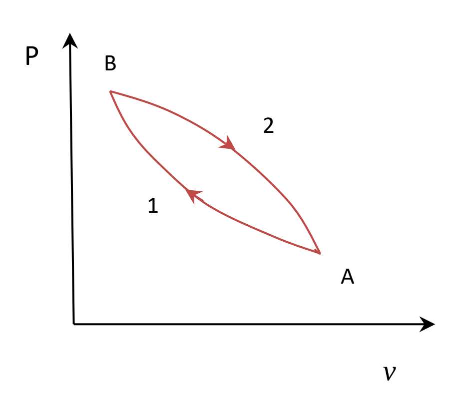


Figure 6.1 The P- *v* diagram for a reversible cycle

الشكل 6.1 مخطط (P- *v*) لدورة انعكاسية

$$\oint\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{Rev} = \int_A^B\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{Rev} + \int_B^A\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{Rev} = 0$$

Or او

$$\int_A^B\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{Rev} = -\int_B^A\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{Rev}$$

Since the processes are reversible, we can write

لما كانت العمليات انعكاسية, فيمكننا كتابة ما يلي

$$\int_A^B\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{Rev} = \int_B^A\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{Rev}$$

Accordingly, the quantity $\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{Rev}$ is independent of path and it is a property of the system. It was named by Clausius as **entropy**; expressed by the following equation

وبموجب ذلك, فالكمية $\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{Rev}$ هي كمية لا تعتمد على المسار, وهي خاصية من خواص المنظومة. وقد اطلق عليها العالم كلازيوس اسم **الانتروبي** وعرفها بالمعادلة التالية

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{Rev} \tag{6.5}$$

Entropy or total entropy is denoted (S) in kJ/K and the specific is denoted (s) in kJ/kg K.

يُرمز للانتروبي (او الانتروبي الكلية) (S), ولها الوحدات (kJ/K), ويرمز للانتروبي النوعية (s) بالوحدات (J/kgK).

Entropy change

The **change in entropy** of a thermodynamic system ΔS during a process is given by the integration of equation 6.5,

التغير في الانتروبي

نحصل على (ΔS), وهو مقدار **التغيير في الإنتروبي** للمنظومة الثرموديناميكية أثناء عملية معينة, من خلال مكاملة المعادلة (6.5),

$$\Delta S = S_B - S_A$$

$$\Delta S = \int_A^B \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{Rev} \quad (6.6)$$

Note that ΔS is of interest to engineers rather than the absolute values of entropy. If we know the relation between Q and T, the change in entropy for any reversible process can be determined by integrating equation 6.6. However, since entropy is a property, the value of ΔS between two states of a thermodynamic system remains unchanged regardless of the path and whether the process is reversible or irreversible.

لاحظ أن (ΔS) هي محط اهتمام المهندسين بدلاً من القيم المطلقة للإنتروبي. فإذا كان نوع العلاقة بين (Q) و (T) معلوماً, يمكننا تحديد مقدار التغيير في الانتروبي لأي عملية انعكاسية من خلال مكاملة المعادلة (6.6). ولما كانت الانتروبي خاصية ثرموديناميكية, فإن قيمة (ΔS) بين حالتين للمنظومة تبقى دون تغير بغض النظر عن المسار وما إذا كانت العملية انعكاسية أوغير انعكاسية.

6.3 The T-S Diagram

In chapter 2, we developed T-v and P-v diagrams. We noticed that the area under the P-v curve represent the work done by/on the system, and therefore this plot is more associated with the first law analysis. Similar diagrams, associated with the second law, can be useful to analyse common thermodynamic processes. In fact, plotting temperature vs entropy constitutes the **T-S diagram**. The other plot is the enthalpy vs entropy generating the **H-S diagram**.

6.3 مخطط (T-S)

لقد رسمنا مخططات (T-v) و (P-v) في الفصل الثاني ولاحظنا أن المنطقة الواقعة أسفل المنحنى (P-v) تمثل الشغل المنجز بواسطة المنظومة او المنجز عليها, ولذلك فإن هذا المخطط مرتبط بتحليلات القانون الأول لديناميك الحرارة. وهناك مخططات مماثلة مرتبطة بالقانون الثاني قد تكون مفيدة لتحليل عمليات ديناميك الحرارة المعروفة والمستخدمة على نطاق واسع. ففي الواقع, يشكل رسم قيم درجة الحرارة مقابل قيم الانتروبي رسماً بيانياً يسمى **مخطط (T-S)**, والمخطط الأخر هو رسم الانثالبي مقابل الانتروبي الذي يشكل **مخطط (H-S)**.

In order to plot the T-S diagram, we can rearrange equation 6.5 for a reversible process as follows

منن اجل رسم مخطط (T-S), يمكننا اعادة ترتيب المعادلة (6.5) للعملية الانعكاسية على النحو التالي

$$\delta Q_{rev} = T\,dS \quad (6.7)$$

Integration of equation 6.7 gives the total heat transfer in a reversible process Q_{rev} ,

يمنح تكامل المعادلة (6.7) القيمة الكلية لانتقال الحرارة في عملية انعكاسية معينة (Q_{rev}),

$$Q_{rev} = \int_A^B T\,dS \quad (6.8)$$

Clearly, the area under the curve of the T-S diagram, sown in Fig 6.2, corresponds to the amount of heat transfer Q during a reversible process.

ومن الواضح أن المنطقة الواقعة أسفل منحنى مخطط (T-S) المبين في الشكل (6.2) تمثل كمية انتقال الحرارة (Q) أثناء العملية الانعكاسية.

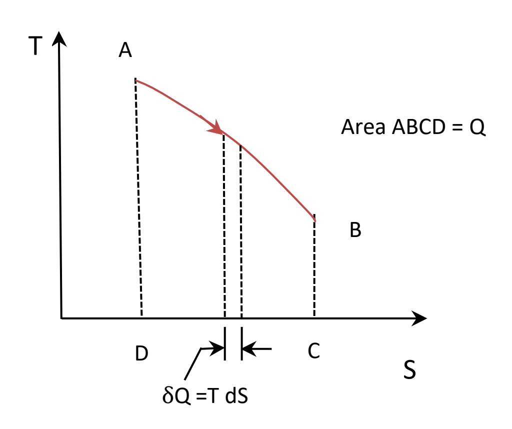


Figure 6.2 T-S diagram

الشكل 6.2 مخطط (T-S)

For a unit mass, equation 6.8 is expressed as

تُكتب المعادلة (6.8) لانتقال الحرارة لوحدة الكتلة كما يلي

$$q_{rev} = \int_A^B T\,ds \qquad (6.9)$$

Where q is the heat transfer per kilogram in kJ/kg and s is the specific value of entropy in kJ/kgK.
To integrate equations 6.8 and 6.9 and plot the T-S diagram, the type of process must be first specified, and therefore a relationship between temperature and entropy is required.

حيث ان الرمز (q) ,اكمية انتقال الحرارة لكل كيلوغرام بالوحدات (kJ/kg), والرمز (s) هو القيمة النوعية للإنتروبي بالوحدات (kJ/kgK). ولمكاملة المعادلتين (6.8) و (6.9) ورسم مخطط (T-S), يجب تحديد نوع العملية أولاً, اي ان هناك ضرورة لوجود علاقة بين درجة الحرارة والانتروبي.

6.4 Reversible Isothermal Processes

6.4 العمليات الايسوثرمية الانعكاسية

A **reversible isothermal process** implies that the temperature T_{const} remains constant throughout the process. Thus integrating equations 6.8 and 6.9 yields,

لما كانت **العملية الايسوثرمية الانعكاسية** تعني ثبوت درجة الحرارة (T_{const}) اثناء سير العملية, لذا فإن تكامل كل من المعادلتين (6.8) و (6.9) ينتج ما يلي,

$$Q_{Rev} = T_{const}\,\Delta S \quad (6.10)$$

$$q_{Rev} = T_{const}\,\Delta s \quad (6.11)$$

$$\Delta S = S_B - S_A$$

The T- S diagram for a reversible isothermal process is a horizontal straight line, as shown in Fig 6.3.

يتضح في الشكل (6.3) ان مخطط (T-S) للعملية الايسوثرمية الانعكاسية وهوعبارة عن خط أفقي مستقيم.

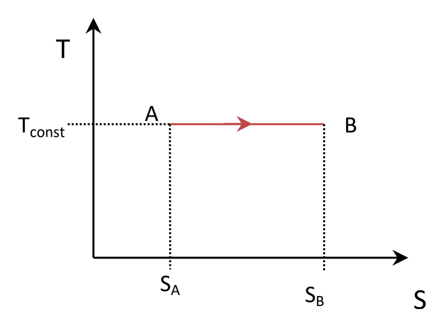


Figure 6.3 The reversible isothermal process – (T-S) diagram

الشكل 6.3 العملية اليسوثرمية الانعكاسية – مخطط (T-S)

6.5 Reversible Adiabatic Processes

6.5 العمليات الاديباتية الانعكاسية

The entropy is constant in this process and there is no which is heat transfer. The process is also known as **isentropic process.** That is, $Q_{Rev} = 0.0$ and $\Delta S = 0.0$. The T-S diagram is a vertical straight line as shown in Fig 6.4,

تُعد الانتروبي في هذه العملية ثابتة المقدار ولا يحدث اي انتقال للحرارة, وتُعرف هذه العملية ايضا بإسم **العملية الايسنتروبية**, اي ان ($Q_{Rev} = 0.0$) و ($\Delta S = 0.0$). وان مخطط (T-S) هو عبارة عن خط مستقيم رأسي كما هو موضح في الشكل (6.4),

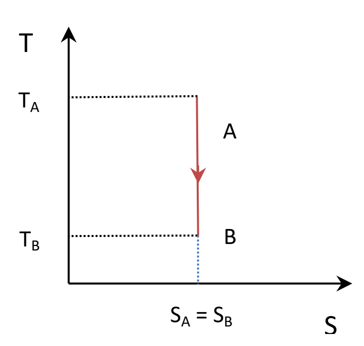


Figure 6.4 Reversible adiabatic processes, T-S diagram

الشكل 6.4 العملية الاديباتية الانعكاسية , مخطط (T-S)

6.6 The T-S Diagram for Carnot Cycle

6.6 مخطط (T-S) لدورة كارنو

The **Carnot cycle** is made up of two reversible isothermal processes and two reversible adiabatic processes (isentropic). The T-S diagram for this thermodynamic cycle is depicted in Fig 6.5.

تتالف **دورة كارنو** من عمليتين ايسوثريتين انعكاسيتين وعمليتين ادياباتيين انعكاسيتين (اي ايسنتروبيتين). يوضح الشكل (6.5) دورة كارنو الثرموديناميكية.

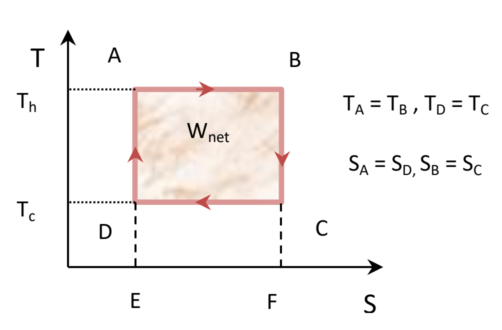


Figure 6.5 The T-S diagram for a Carnot cycle

الشكل 6.5 مخطط (T-S) لدورة كارنو

Note that the two processes AB and DC are reversible isothermal and Processes AD and BC are reversible isentropic. The area ABCD is the net work done by the cycle W_{net}. The heat input Q_h is represented by the area ABFE. While, the heat rejected Q_c is given by the rectangular area DCFE. Thus,

لاحظ ان العمليتين (AB) و (DC) عمليتان ايسوثرميتان انعكاسيتان, وان العمليتين (AD) و (BC) ايسنتروبيتان انعكاسيتان. وتمثل المنطقة (ABCD) صافي الشغل (W_{net}) الذي يُنجز اثناء الدورة. كما تمثل المساحة (ABFE) كمية الحرارة المكتسبة (Q_h), بينما تقع كمية الحرارة المفقودة (Q_c) داخل المستطيل (DCFE). وهكذا يصبح صافي الشغل ,

$$W_{net} = Q_h - Q_c.$$

6.7 Principle of Entropy Increase

6.7 مبدأ إزدياد الانتروبي

Consider the cycle of Fig. 6.6 which is composed of reversible and irreversible processes. We have, the Clausius inequality represented by equation 6.1,

تأمل الدورة الموضحة في الشكل (6.6) والمؤلفة من عمليات انعكاسية وعمليات غير انعكاسية. ولما كانت المعادلة (6.1) تمثل تباين كلاوسيوس,

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \qquad \text{(Eqn. 6.1)}$$

The cyclic integral can be expressed as the sum of two integrals for two processes as follows

فيمكننا كتابة التكامل الدوري كمجموع تكاملين لعمليتين على النحو التالي

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = \int_A^B \left(\frac{\delta Q}{T}\right) + \int_B^A \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{rev} \leq 0$$

ونعلم ان تكامل العملية الانعكاسية يساوي مقدار التغير بالانتروبي,

The integral of the reversible process is equal to the entropy change

$$\int_B^A \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{rev} = S_A - S_B$$

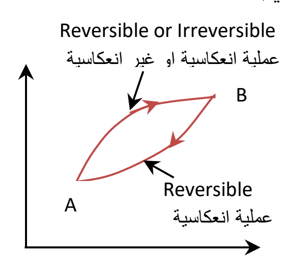


Figure 6.6 **الشكل 6.6**

Thus $\int_A^B \left(\frac{\delta Q}{T}\right) + (S_A - S_B) \le 0$ اذن

Rearranging the equation, وباعادة ترتيب المعادلة اعلاه,

$$S_B - S_A \ge \int_A^B \frac{\delta Q}{T} \quad \text{or} \quad \Delta S \ge \int_A^B \frac{\delta Q}{T} \qquad (6.12)$$

Expressing equation 6.12 in a differential form: نكتب المعادلة (6.12) بالصيغة التفاضلية:

$$dS \ge \frac{\delta Q}{T} \qquad (6.13)$$

حيث تخص اشارة المساواة العمليات الانعكاسية, وتخص اشارة عدم المساواة العمليات غير الانعكاسية.

Where the equal sign relates to reversible processes and the inequality sign relates to irreversibleprocesses.

ونظراً لعدم وجود تبادل حراري في المنظومة المعزولة او المنظومة الاديباتية المغلقة, لذا

There is no heat exchange in an isolated system or closed adiabatic system, thus

$$\delta Q = 0$$

Substituting in equation 6.13, نعوض في المعادلة (6.13),

$$dS_{(isolated\ system)} \ge 0 \quad \text{or} \quad \Delta S_{(isolated\ system)} \ge 0 \qquad (6.13\ A)$$

For a reversible process, we have ولدينا للعملية الانعكاسية,

$$dS_{(isolated\ system)rev} = 0$$

Therefore, for the irreversible process, اذن للعملية غير الانعكاسية,

$$dS_{(isolated\ system)irrev} > 0$$

وهكذا استطعنا ان نبرهن من خلال المعادلة (6.13 A) بأن *إنتروبي المنظومة المعزولة لا يمكن أن تتناقص أبداً, إنما تزداد دائمًا, و تبقى ثابتة المقدار فقط عندما تبلغ المنظومة امكانية الانعكاس*. يُعرف هذا النص **بمبدأ زيادة الانتروبي**, ويمكن اعتباره أيضًا نصاً عامًا للقانون الثاني لديناميك الحرارة من وجهة النظر **العيانية**. وعليه, فإن إنتروبي المنظومة المعزولة تتزايد باستمرار وتصل الى القيمة القصوى عند بلوغ حالة الاتزان.

We therefore demonstrated by equation 6.13 A that: *the entropy of an isolated system can never decrease; it always increases and remains constant only when reversibility is attained*. This is known as the **principle of entropy increase**. It can also be considered as a general statement of the second law of thermodynamics from a **macroscopic** point of view. The entropy of an isolated system is therefore continuously increasing and reaches maximum value at equilibrium.

Accordingly, the entropy of the universe is constantly increasing towards achieving a maximum value; this is because the universe is considered an isolated system.

بناء على ذلك, تتزايد إنتروبي الكون باستمرار نحو تحقيق أقصى قيمة لها, وهذا لأن الكون يعتبر منظومة معزولةً.

The total entropy generated by an isolated system is equal to the sum of all entropies within the system. If the surrounding is considered as part of the isolated system, the total entropy generated during a process will be equal to the sum of the entropy changes in the system and that in the surroundings.

ان المقدار الاجمالي للانتروبي المتولدة من قبل منظومة معزولة يساوي مجموع قيم الانتروبي داخل المنظومة. وإذا اعتبرنا المناطق المحيطة جزءاً من المنظومة المعزولة, فإن إجمالي الانتروبي المتولدة أثناء العملية الثرموديناميكية سيكون مساوياً لمجموع تغييرات الانتروبي داخل المنظومة وتلك الموجودة في المناطق المحيطة بها.

Finally, we can say that processes can only occur when accompanied by an increase of entropy. Therefore, the second law dictates the direction of the process. Since greater irreversibilities generate higher values of entropy, therefore, **entropy generation** can be regarded as a measure of the magnitude of irreversibility for thermodynamic processes.

أخيراً, يمكننا القول أنه لا يمكن للعمليات أن تحدث إلا عندما تكون مصحوبة بزيادة في الانتروبي. وعليه, يحدد القانون الثاني اتجاه العملية الثرموديناميكية. وبما ان ازدياد اللا انعكاسيات يؤدي إلى توليد قيم أعلى للإنتروبي, فيمكن اعتبار **توليد الانتروبي** مقياساً لحجم اللا انعكاسية في العمليات الثرموديناميكية.

6.8 Entropy – Enthalpy Relationship

6.8 العلاقة بين الانتروبي والانثالبي

The first law gives the energy conservation relationship for a closed system in the form,

يمنح القانون الأول علاقة حفظ الطاقة للمنظومة المغلقة بالصيغة التالية,

$$\delta Q_{rev} = dU + \delta W_{rev} \qquad (6.14)$$

Whereas the second law gives an entropy relationship, which is

بينما يمنح القانون الثاني علاقة تخص الانتروبي, هي

$$\delta Q_{rev} = T\,dS$$

Work done by the system is expressed as

ويُعطى الشغل المنجز بالصيغة التالية

$$\delta W_{rev} = P\,dV$$

Combining the above equations gives

بدمج المعادلات اعلاه ينتج

$$TdS = dU + P\,dV$$

For specific values, the equation is

وبصيغة الكميات النوعية, تصبح المعادلة

$$Tds = du + P\,dv \qquad (6.16)$$

Enthalpy is defined by equation 4.13, الانثالبي بموجب المعادلة (4.13) هي,

$$h = u + P\,v \qquad \text{(Eqn. 4.13)}$$

Differentiation yields, باجراء التفاضل ينتج,

$$dh = du + P\,dv + v\,dp$$

Combining with equation 6.16, وبجمع المعادلة اعلاه مع المعادلة (6.16),

$$Tds = dh - v\,dP \qquad (6.17)$$

Rearranging equations 6.16 and 6.17 gives,

يمنح اعادة ترتيب المعادلتين (6.16) و(6.17) ما يلي

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P\,dv}{T} \qquad (6.18)$$

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v\,dP}{T} \qquad (6.19)$$

Equations 6.18 and 6.19 apply to both reversible and irreversible processes. This is because entropy is a state function, i.e. it is a property independent of the process path.

To integrate equation 6.18, a relationship between internal energy and temperature is required. Similarly, a relationship between enthalpy and temperature is needed for the integration of equation 6.19.

تنطبق المعادلتين (6.18) و (6.19) على العمليات الانعكاسية والعمليات غيرالانعكاسية, هذا لأن الانتروبي هي دالة لحالة المنظومة, أي أنها خاصية لا تعتمد على مسار العملية.

من اجل مكاملة المعادلة (6.18) يلزم وجود علاقة بين الطاقة الداخلية ودرجة الحرارة, كما ينبغي وجود علاقة ثرموديناميكية بين الانثالبي ودرجة الحرارة لمكاملة المعادلة (6.19).

6.9 Entropy Change for a Perfect Gas

6.9 التغير في الانتروبي للغاز التام

A **perfect gas** is *a gas that obeys the laws of an ideal gas, and has constant specific heats*. The entropy change for a perfect gas can be obtained from equations 6.18 and 6.19. But let us start with the ideal gas relationships,

الغاز التام هو *الغاز الذي يتبع قوانين الغاز المثالي وله حرارات نوعية ثابتة المقدار*. يمكن التوصل الى مقدار التغيير في الانتروبي للغاز التام باستخدام المعادلتين (6.18) و (6.19). ولكن لنبدأ بمعادلات الغاز المثالي,

$$C_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \qquad \text{(Eqn. 4.8)}$$

$$du = C_v\,dT$$

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P \qquad \text{(Eqn. 4.16)}$$

$$dh = C_P\,dT$$

The entropy change for a process of a perfect gas (Δs) is obtained by substituting in equation 6.18 and integrating for constant C_v as follows

نحصل على التغيير بالانتروبي لعملية تخص الغاز التام (Δs) عن طريق التعويض في المعادلة (6.18) ومكاملتها باعتبار(C_v) مقدار ثابت كما يلي.

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P\,dv}{T} \qquad \text{(Eqn. 6.18)}$$

$$ds = C_v \frac{dT}{T} + \frac{P\,dv}{T}$$

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 C_v \frac{dT}{T} + \frac{P\,dv}{T}$$

For an ideal gas,

$$P\,v = R\,T, \qquad P = R\,T/v$$

Substitution gives

وبالتعويض نحصل على

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 C_v \frac{dT}{T} + R\frac{dv}{v} \qquad (6.20)$$

$$\Delta s = C_v \ln\frac{T_2}{T_1} + R\ln\frac{v_2}{v_1} \qquad (6.21)$$

Similarly, we can develop an expression for Δs of a thermodynamic process assuming constant constant C_p,

نستطيع بطريقة مماثلة اشتقاق معادلة تخص التغير في الانتربي (Δs) لعملية ثرموديناميكية ثابتة الحرارة النوعية (C_p),

$$ds = \frac{dh}{T} + \frac{v\,dP}{T} \qquad \text{(Eqn. 6.19)}$$

$$v = RT/P$$

Substituting and integrating

وبالتعويض واجراء التكامل

$$\Delta s = \int_1^2 C_P \frac{dT}{T} - R\frac{dP}{P} \qquad (6.22)$$

For a perfect gas,

للغاز التام,

$$\Delta s = C_P \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{P_2}{P_1} \qquad (6.23)$$

Note that, the units of Δs are kJ/kgK. However, if the universal gas constant (R_o), and the **molar specific heat**, are employed in equations 6.20 and 6.21, the units will change to kJ/kmol.K.

لاحظ ان وحدات (Δs) هي (kJ/kgK), لكن إذا استُخدم في المعادلتين (6.20) ثابت الغازات العام (R_o) بدلاً من (R), و**الحرارة النوعية المولية** بدلاً من (C_P) و(6.21), ستتغير الوحدات إلى (kJ/kmol.K).

6.10 Entropy Change for an Ideal Gas of Variable Specific Heat

6.10 التغير في الانتروبي للغاز المثالي ذو الحرارة النوعية المتغيرة

The analysis in the previous section does not apply to cases where the temperature change of an ideal gas is large, and the specific heats values vary nonlinearly within the temperature range. Therefore, equations (6.18) and (6.19) can not be integrated, unless there are relationships for specific heat as a function of temperature. However, to estimate the change in entropy, we can integrate equations (6.20) and (6.22) for variable specific heats, so that

لا تنطبق التحليلات المدونة في الفقرة السابقة على الحالات التي يكون فيها التغير في درجة حرارة الغاز المثالي كبيرًا, اضافة الى تغيير قيم الحرارة النوعية بشكل غير خطي في نطاق التغير بدرجة الحرارة. وبالنتيجة, لايمكن مكاملة المعادلتين (6.18) و (6.19) ما لم تكن هناك علاقات تخص الحرارة النوعية كدالة لدرجة الحرارة. ولكن, يمكننا انجاز التكامل لكل من المعادلتين (6.20) و (6.22) باعتبار الحرارات النوعية متغيرة لتقدير قيمة التغير في الإنتروبي, بحيث

$$\Delta s = \int_1^2 C_v(T)\,\frac{dT}{T} + R\ln\frac{v_1}{v_2} \tag{6.24}$$

$$\Delta s = \int_1^2 C_P(T)\,\frac{dT}{T} - R\ln\frac{P_2}{P_1} \tag{6.25}$$

Note that, each of the specific heats $C_v(T)$ and $C_P(T)$ in the above equations is a function of temperature. Therefore, the integrals in equations 6.24 and 6.25 depend on how the temperature varies. For equation 6.25, the integral is evaluated for different values of temperature and provided in the ideal gas tables as a function of temperature s^o. It is equal to zero at absolute zero; defined as follows

لاحظ أن الحرارات النوعية [$C_v(T)$] و [$C_P(T)$] في المعادلتين اعلاه دالة لدرجة الحرارة. وعليه تعتمد التكاملات في المعادلتين (6.24) و (6.25) على طريقة التغير في درجة الحرارة. وفيما يخص المعادلة (6.25), فقد أنجز التكامل لقيم مختلفة من درجة الحرارة, ثم ادرجت النتائج في جداول الغازات المثالية باستخدام الرمز (s^o) كدالة لدرجة الحرارة. قيمته عند الصفر المطلق تساوي الصفر, ويعرف وفقاً للمعادلة التالية

$$\int_1^2 C_P(T)\,\frac{dT}{T} = s^o{}_2 - s^o{}_1 \tag{6.26}$$

Substituting in equation (6.25) وبالتعويض في المعادلة

$$\Delta s = (s^o{}_2 - s^o{}_1) - R\,\ln\frac{P_2}{P_1} \tag{6.27}$$

Example 6.1

المثال 6.1

Air is contained in an insulated closed vessel of volume 2.3 m^3 at 25°C and 220 kPa. Work is done on the air by a stirrer equal to 700 kJ. Determine the entropy change for (a) constant specific heats and (b) Variable specific heats. Assume that the final temperature is the same in both cases.

يُحفظ الهواء في وعاء مغلق حجمه (2.3 m^3) معزول حرارياً عند درجة حرارة (25°C) وضغط (220 kPa). يُنجز شغل مقداره (700 kJ) على الهواء بواسطة اداة للتحريك. احسب التغير في الانتروبي (أ) لحرارات نوعية ثابتة المقدار, و (ب) لحرارات نوعية متغيرة. افترض ان درجة الحرارة النهائية متساوية في كلا الحالتين.

For Air: C_P = 1.004 kJ/kgK, MW = 29, R_o = 8.314 kmol/kgK

Solution

الحل

Given

المعلوم

$V = 2.3\ m^3$, $T_1 = (25 + 273) = 298\ K$, $P_1 = 220\ kPa$, $W = 700\ kJ$, $C_P = 1.004\ kJ/kgK$,

$MW = 29$, $R_o = 8.314\ kmol/kgK$

Find

اوجد

(a) ΔS for constant C_P and C_v

(b) ΔS for variable C_P and C_v

(أ) (ΔS) بثبوت (C_P) و (C_v)

(ب) (ΔS) عند ما تكون قيم (C_P) و (C_v) متغيرة

Assumptions

الافتراضات

- For (a), air is a perfect gas with
- For (b) air is an ideal gas with variable specific heat
- The final temperature is the same in both cases (a) and (b)

- يُعد الهواء للفرع (أ) كغاز تام
- يُعد الهواء للفرع (ب) غازاً مثالياً متغيرالسعة الحرارية
- تتخذ درجة الحرارة النهائية نفس القيمة في كلتا الحالتين (أ) و(ب)

Analysis

التحليلات

(a) The work is done on the system at constant volume; therefore we first determine the value of the specific heat at constant volume C_v,

(أ) يُنجز الشغل على المنظومة بحجم ثابت, لذا نحسب أولاً قيمة الحرارة النوعية بثبوت الحجم (C_v),

$$C_P - C_v = R \qquad \text{and} \qquad R = R_o/MW$$

$$1.004 - C_v = 8.314/29$$

$$C_v = 0.717\ kJ/kgK$$

To calculate the change in entropy for a perfect gas, we apply equation 6.21 at constant volume,

ولحساب التغيير في الانتروبي للغازالتام, نطبق المعادلة (6.21) باعتبار الحجم الحجم ثابتاً,

$$\Delta s = C_v \ln\frac{T_2}{T_1} + R \ln\frac{v_2}{v_1} \qquad \text{(Eqn. 6.21)}$$

For constant volume,

بثبوت الحجم ينتج,

$$\Delta s = C_v \ln\frac{T_2}{T_1}$$

$$\Delta S = m\, C_v \ln\frac{T_2}{T_1} \qquad R = R_0/MW \qquad T(K) = {}^0C + 273$$

$$m = P\,V/R\,T = 220 \times 2.3/\,[(8.314/29)\,(25 + 273)] = 5.9227\ kg$$

Applying the first law, وبتطبيق القانون الاول,

$Q = W + \Delta U$ (Eqn. 4.4)

$\Delta u = C_v (T_2 - T_1)$ (Eqn. 4.20)

$\Delta U = m\, C_v (T_2 - T_1)$

Since the vessel is insulated, $Q = 0.0$ لما كان الوعاء معزول حرارياً,

Therefore the first law becomes, لذا يُكتب القانون الاول بالصيغة التالية

$0.0 = W + \Delta U$

$-W = m\, C_v (T_2 - T_1)$ (by substitution نتيجة التعويض)

$W = -700$ kJ (work done on the system) (شغل منجز على المنظومة)

$-(-700) = 5.9227 \times 0.717\,(T_2 - 298)$, $T_2 = 462.838$ K

$$\Delta S = m\, C_v \ln \frac{T_2}{T_1} = 5.9227 \times 0.717 \ln \frac{462.838}{298}$$

$\Delta S =$ <u>1.8696 kJ/K</u>

(b) We use the table of ideal-gas properties of air,

(ب) نستخدم جدول خواص الغازات االمثالية للهواء,

s^o_1 at 298 K = 1.69528 kJ/kgK

s^o_2 at 462.838 K ≈ 2.13846 kJ/kg K

Note that, the values are approximate and more accurate values can be obtained by linear interpolation.

لاحظ أن القيم تقريبية ويمكن الحصول على قيم أكثر دقة عن طريق الاستيفاء الخطي.

To evaluate the entropy change by equation for an ideal gas, we use equation 6.27. Thus, we first need determine the final pressure P_2.

والآن نستخدم معادلة الغاز المثالي (6.27) لتقييم التغير في الانتروبي, لذا نحتاج أولاً إلى تحديد قيمة الضغط النهائي (P_2).

For a ideal gas at constant volume, لدينا المعادلة التالية للغازالمثالي بثبوت الحجم,

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}$$

Substituting, بالتعويض,

$$\frac{220}{298} = \frac{P_2}{462.838}$$

P_2 = 341.692 kPa

$$\Delta s = (s^o_2 - s^o_2) - R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad \text{(Eqn.6.27)}$$

$$\Delta s = (2.13846 - 1.69528) - (8.314/29) \ln \frac{341.692}{220}$$

Δs = 0.31695 kJ/kgK

$\Delta S = m \cdot \Delta s$ = 5.9227 x 0.31695 = 1.87719 kJ/K

Comments

In this example, the difference between the entropy change for the perfect gas and the ideal gas is very small giving an error of about 0.4%. This may not be significant, however, for larger change in temperature, the error can be significant and the constant specific heat (perfect gas) approach will not be appropriate.

الملاحظات

نجد في هذا المثال ان الفرق بين التغيير في الإنتروبي للغاز التام والغاز المثالي صغير جدًا, حيث يعطي نسبة خطأ بحدود 0.4٪. وقد لا تكون هذه النسبة مؤثرة, لكن في حالة وجود تغير كبير في درجة الحرارة تصبح نسبة الخطأ اكبر, وبالتالي لا يصح افتراض ثبوت الحرارة النوعية اي اعتبار الغاز غازاً تاماً.

Example 6.2

Air is compressed from atmospheric pressure and 300 K a pressure of 2 MPa and 600 K. Can we assume air as perfect gas to determine the entropy change?

المثال 6.2

يُرفع ضغط الهواء من الضغط الجوي ودرجة الحرارة (300 K) الى ضغط مقداره (2 MPa) ودرجة حرارة تساوي (600 K). هل يمكننا أن نفترض أن الهواء غاز تام لتحديد مقدار التغير بالانتروبي؟

C_P = 1.005 kJ/kgK, R = 0.287 kJ/kgK

Solution

الحل

Given

المعلوم

P_1 = 101.325 kPa, T_1 = 300 K, P_2 = 2 MPa (2000 kPa), T_2 = 600 K

C_P = 1.005 kJ/kgK, R = 0.287 kJ/kgK

Required

To check the validity of the perfect gas by comparing the values of ΔS based on

(a) Constant C_P and C_v
(b) variable C_P and C_v

المطلوب

التحقق من صحة الافتراض أن الغاز هو غاز تام بمقارنة قيم (ΔS) استناداً الى

(أ) ثبوت (C_P) و (C_v)
(ب) عند ما تكون قيم (C_P) و (C_v) متغيرة

Analysis

(a) Air is a perfect gas with constant C_P,

We apply equation 6.23,

التحليلات

(أ) الهواء غاز تام ثابت الحرارة النوعية (C_P)

نطبق المعادلة (6.23),

$$\Delta s = C_P \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad \text{(Eqn. 6.23)}$$

$$\Delta s = 1.005 \times \ln \frac{600}{300} - 0.287 \ln \frac{2000}{101.325} = \underline{-0.1594 \text{ kJ/kgK}}$$

(b) ΔS for variable C_P, we apply equation 6.27,

(ب) نحسب (ΔS) من المعادلة (6.27) باعتبار قيمة (C_P) متغيرة,

$$\Delta s = (s^o_2 - s^o_1) - R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad \text{(Eqn. 6.27)}$$

From tables:

s^o_1 at 300 K = 1.70203 kJ/kgK , s^o_2 at 600 K= 2.40902 kJ/kgK

Substitute,

$$\Delta s = (2.40902 - 1.70203) - 0.287 \ln \frac{2000}{101.325} = \underline{-0.1017 \text{ kJ/kgK}}$$

Comments

The two values of the entropy change Δs differ significantly. Thus, the perfect gas assumption for air is not suitable to solve this example.

الملاحظات

تختلف قيمتا الإنتروبي اختلافاً كبيراً؛ وبالتالي, لا يصح افتراض الهواء كغاز تام لحل هذا المثال.

6.11 Entropy Change of Liquids & Solids

6.11 التغير في الانتروبي للمواد السائلة والصلبة

Liquids which are incompressible fluids, and solids, have constant specific heat values denoted C. Thus, the entropy change is determined by integrating equation 6.2 for an average specific heat value C_{av},

تتمتع المواد السائلة, اي الموائع غير الانضغاطية, وكذلك المواد الصلبة بقيم حرارة نوعية ثابتة يُرمز لها (C). وعليه, يُحدد التغير بالانتروبي من خلال مكاملة المعادلة (6.2) باستخدام قيمة وسطية للحرارة النوعية (C_{av}),

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 C_v \frac{dT}{T} + R\frac{d\,v}{v} \qquad \text{(Eqn. 6.20)}$$

Since the volume is constant for incompressible fluids, thus

لما كان الحجم يكون ثابتاً للموائع غير الانضغاطية, لذا

$$R\ln\frac{v_2}{v_1} = 0 \quad , \quad C_v = C_{av}$$

And, $\Delta s = C_{av}\int_1^2 \frac{dT}{T}$

$$\Delta s = C_{av}\ln\frac{T_2}{T_1} \qquad (6.28)$$

C_{av} is the average specific heat of the liquid over the temperature range. Equation 6.28 can also be used for solids with an acceptable accuracy.

يمثل الرمز (C_{av}) متوسط الحرارة النوعية للسائل على مدى التغير بدرجة حرارته. يمكن أيضاً استخدام المعادلة (6.28) للمواد الصلبة بدقة مقبولة.

Example 6.3

المثال 6.3

Two kgs of water is heated from 10^oC to 90^oC. Calculate the entropy change of the water.

سُخن كيلوغرامان من الماء من (10^oC) الى (90^oC), احسب التغير الحاصل في انتروبي الماء.

$C_{av} = 4.18$ kJ/kgK

Solution

الحل

Given

المعلوم

m = 2 kg, $T_1 = 10 + 273 = 283$ K, $T_2 = 90 + 273 = 363$ K, $C_{av} = 4.18$ kJ/kgK

Find

اوجد

ΔS for water

(ΔS) للماء

Analysis

التحليلات

We apply equation 6.28 to estimate the entropy change of liquid water per kg.

نطبق المعادلة (6.28) لتقدير قيمة التغير بالانتروبي لكل كيلوغرام واحد من الماء.

$$\Delta s = C_{av} \ln \frac{T_2}{T_1} \qquad \text{(Eqn.6.28)}$$

$$\Delta s = 4.18 \ln \frac{363}{283} = 1.2648 \text{ kJ/kgK}$$

$$\Delta S = m \,.\, \Delta s = 1.2648 \times 2 = \underline{2.5296 \text{ kJ/K}}$$

Comments

الملاحظات

In the same manner, we can find the entropy change for ice. If the ice is melting, we can add up the entropy changes to find the total change as follows: entropy change for ice from the coolest temperature T_1 to zero + entropy change for melting at constant temperature (latent heat/273) + the entropy change for water from zero to final temperature T_2.

يمكننا تقدير التغير في الانتروبي للجليد بنفس الطريقة. اما إذا كان الجليد في حالة الذوبان, فيمكننا ايجاد التغير الاجمالي في الانتروبي بإضافة التغيرات في الانتروبي كما يلي: التغيرفي الانتروبي للجليد من أبرد درجة حرارة له (T_1) الى الصفر + التغير في الانتروبي اثناء الذوبان بدرجة حرارة ثابتة (الحرارة الكامنة / 273) + التغير في الانتروبي للماء من درجة الصفر إلى درجة الحرارة النهائية (T_2).

$$\Delta S_{total} = \Delta S_{ice\,(T1-.273)} + \Delta S_{(melting)} + \Delta S_{water(273-\,T2)}$$

6.12 Entropy Change of Steam

6.12 التغير في الانتروبي لبخار الماء

The entropy values for saturated water and dry saturated steam are available in the steam tables as function of temperature or pressure. Note that, s_f represent the specific value of entropy for the saturated water, s_g is the entropy for the dry saturated steam and s_{fg} is the entropy for phase change from saturated water to dry saturated steam, all in kJ/kgK. For **superheated steam**, entropy values are tabulated for various temperatures and pressures in separate tables. The entropy of wet steam with dryness fraction x is given by

تتوفر قيم الانتروبي الخاصة بالماء المشبع والبخار المشبع الجاف في جداول بخار الماء كدالة لدرجة الحرارة أو للضغط. لاحظ أن (s_f) تمثل القيمة النوعية لإنتروبي الماء المشبع, و(s_g) هي انتروبي البخار المشبع الجاف و(s_{fg}) هي انتروبي تغيير الطور من الماء المشبع إلى البخار المشبع الجاف, وجميعها تتخذ الوحدات (kJ/kgK). وفي ما يخص **بخار الماء المُحَمص**, يتم جدولة قيم الإنتروبي كدالة لدرجة حرارة وللضغط في جداول منفصلة. ويمكننا ايجاد قيمة الانتروبي للبخار الرطب بنسبة جفاف معينة (x) من المعادلات التالية

$$s = s_f + x \,.\, s_{fg} \qquad (6.29)$$

$$s_{fg} = s_g - s_f \qquad (6.30)$$

A sample of the T-s diagram, for phase change of water, is given in Fig. 6.7. Constant pressure lines are produced for various values of T vs s.

نجد في الشكل (6.7) نموذجاً لمخطط (T-s) يبين تغيرات الطور للماء, حيث رُسمت خطوط ثابتة الضغط بدرجات حرارة مختلفة (T) ضد الانتروبي النوعية (s).

Note that, joining the phase change points together forms the wet steam area. On the right hand side, the curve represents the dry saturated steam, or saturated steam line for short, and on the left, it is the saturated water line.

تجدر الملاحظة بان توصيل نقاط التغيير في الطور ببعضها يشكل منطقة البخار الرطب, حيث يمثل المنحنى على الجانب الأيمن خط البخار المشبع الجاف او اختصاراً خط بخار الماء المشبع, بينما يمثل المنحنى على جهة اليسار خط الماء المشبع.

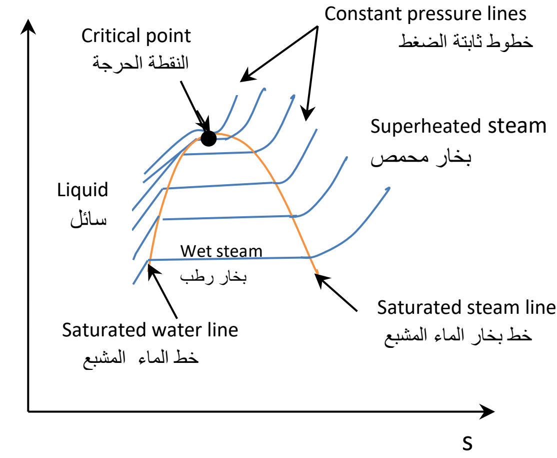


Figure 6.7 The T-s diagram for steam

الشكل 6.7 مخطط (T-s) لبخار الماء

Chapter 6

Entropy

a quant

the s

th.

الفصل السادس

الأنتروبي

يمكننا تحديد مقدار التغيير في بخار الماء باستخدام جداول بـ مسار العملية.

Example 6.4

المثال 6.4

A quantity of steam is kept in a vessel at 800 kPa

essur

es v

ne th

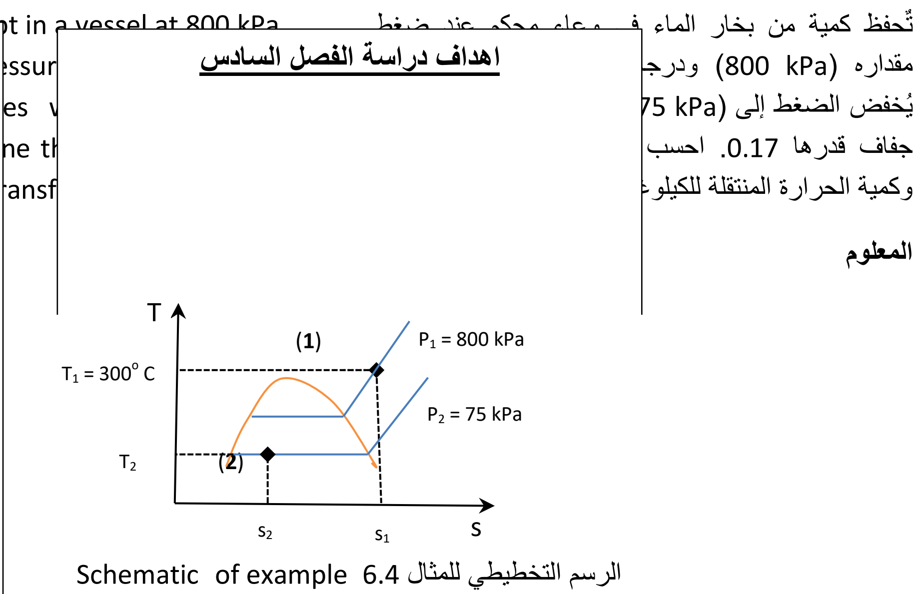
ransf

تُحفظ كمية من بخار الماء في وعاء محكم عند ضغط مقداره (800 kPa) ودرجة يُخفض الضغط إلى (75 kPa) جفاف قدرها 0.17. احسب وكمية الحرارة المنتقلة للكيلوغرام

المعلوم

earning Objectives of Chapter 6

اهداف دراسة الفصل السادس



Schematic of example 6.4 الرسم التخطيطي للمثال 6.4

Find

Specific entropy change Δs_{1-2}, and heat transfer q_{12}

اوجد

مقدار التغير في الانتروبي النوعية (Δs_{1-2}), وكمية الحرارة المنتقلة (q_{12})

Analysis

The specific entropy change Δs_{1-2} for the process (1) – (2) is independent of path. Thus, we read the values of entropy according to conditions of at each state. Remember, the state of a thermodynamic system can be determined by specifying two independent variables. Here, we have pressure and temperature as two independent variables for state (1), and the pressure and dryness fraction for state (2). At 800 kPa and 300°C the steam is superheated, because the saturation temperature at this pressure is 170.41°C. Therefore, s_1 is obtained from the superheated steam tables. At 75 kPa the steam is wet with $x = 0.17$ and the saturated steam tables are used to determine s_2.

التحليلات

يُعد تغيير الانتروبي النوعية (Δs_{1-2}) لعملية تخفيض ضغط بخار الماء من االحالة (1) الى الحالة (2) مستقلاً عن المسار. وعليه, يمكننا قراءة قيم الانتروبي وفقًا لظروف تحديد الحالة. وتجدر الاشارة الى أنه يمكن تثبيت حالة المنظومة الثرموديناميكية من خلال تحديد متغيرين مستقلين. وهنا لدينا الضغط ودرجة الحرارة متغيرين مستقلين للحالة (1), والضغط ونسبة الجفاف للحالة (2). فعند الضغط (800 kPa) ودرجة الحرارة (300°C) يكون البخار محمصاً, لأن درجة حرارة التشبع عند هذا الضغط تساوي (170.41°C), لذلك نستخرج قيمة (s_1) من جداول بخار الماء المحمص. وعند الضغط (75 kPa) يصبح البخار رطبًا بنسبة جفاف ($x = 0.17$), لذا تُستخدم جداول البخار المشبع لتحديد قيمة الانتروبي (s_2).

From superheated steam tables, قيمة الانتروبي من جداول ابخار المحمص هي,

$s_1 = 7.2345$ kJ/kgK

Using saturated steam tables, وباستخدام جداول البخار المشبع,

$$s_2 = s_f + x \cdot s_{fg} \quad \text{(eqn. 6.29)}$$

$$s_2 = 1.2132 + 0.17 \times 6.2426 = 2.2744 \text{ kJ/kgK}$$

$$\Delta s = 2.2744 - 7.2345 = -\underline{4.9601 \text{ kJ/kgK}}$$

To evaluate the heat transfer, we apply the first law,

نطبق القانون الاول لايجاد كمية انتقال الحرارة,

$$Q = W + \Delta U \quad , \quad q = w + \Delta u$$

Since there is no work done, we get: ولعدم انجاز شغل نحصل على:

$$q = u_2 - u_1$$

$u_1 = 2797.5$ kJ/kg (From superheated steam tables من جداول البخار المحمص)

$$u_2 = u_f + x.\ u_{fg}$$

$$u_2 = 384.36 + 0.17 \times 2111.8 = 743.366 \text{ kJ/kg}$$

$$q = u_2 - u_1 = 743.366 - 2797.5 = \underline{-2054.134 \text{ kJ/kg}}$$

Comments

The negative sign indicates that the system rejects heat to its surroundings. We also note that the value of the change in entropy is negative because of the decrease in temperature and rejection of heat. The answer may vary slightly according to steam tables used.

الملاحظات

تشير علامة السالب الى ان المنظومة تطرح حرارة الى محيطها. ونلاحظ ايضا ان قيمة التغير في الانتروبي سالبة وذلك بسبب الانخفاض بدرجة الحرارة وفقدان الحرارة الى المحيط. وقد تختلف النتائج قليلاً حسب جداول بخار الماء المستخدمة في الحل.

6.13 Entropy Change for Steam Processes

Most steam power plants consist of a steam boiler, turbine, feed water pump, compressor, water heater and steam condenser. Obviously, there are various thermodynamic processes involved in the operation of the plant. To analyse the relevant thermodynamic cycle, we first need to identify the type of process, and then formulate equations for the change in entropy. This is in addition to estimating the heat transfer and work done, for each process. The steam power plant cyclewill be covered in detail in a chapter 7. However, let us now look at some of the common steam processes and develop the related entropy change equations.

6.13 التغير في الانتروبي لعمليات تخص بخار الماء

تتكون معظم محطات توليد الطاقة البخارية من رجل بخاري وتوربين ومضخة تغذية الماء وضاغط وسخان للماء ومكثف للبخار. ومن البديهي أن تكون هناك العديد من العمليات الثرموديناميكية اللازمة لتشغيل المحطة. ولتحليل الدورة الثرموديناميكية ذات الصلة, نحتاج اولاً إلى تحديد نوع العملية ومن ثم صياغة معادلات تخص التغيير في الانتروبي. هذا بالاضافة الى تقدير انتقال الحرارة وكذلك الشغل المنجز لكل عملية. سوف ندرس دورة محطة الطاقة بالتفصيل في الفصل السابع, لكن دعونا الان نلقي نظرة على بعض العمليات الشائعة التي تتضمن بخار الماء واشتقاق معادلات تغيير الانتروبي لها.

6.13.1 Entropy Change for Isothermal Processes

In sections 6.4, we have plotted a reversible isothermal process as a horizontal line on the T-S diagram. What does this line imply for a process that involves steam as the working fluid? The answer depends on the type of steam. If dry saturated steam is cooled, it will condense at constant temperature to saturated water.

6.13.1 التغير في الانتروبي للعمليات الايسوثرمية

كنا قد رسمنا العملية الايسوثرمية الانعكاسية كخط أفقي في مخطط (T-S) في البند 6.4. فماذا يعني هذا الخط عندما تتضمن العملية بخار الماء كمائع للتشغيل؟ الجواب يعتمد على نوع البخار, فإذا بُرد بخار مشبع جاف, فانه سيتكثف بدرجة حرارة ثابتة إلى ماء مشبع.

On the other hand, if saturated water is heated at constant temperature T_{const}, it will gradually change to saturated vapour. These two phase change processes at constant temperature are examples of **isothermal changes** that can be plotted as horizontal lines on the T-s diagram, as shown in Fig. 6.8.

من ناحية أخرى, إذا تم تسخين الماء المشبع عند درجة حرارة ثابتة (T_{const}), فسيتحول تدريجياً إلى بخار مشبع. وتعد عمليتا تغيير الطور بثبوت درجة الحرارة أمثلة على **التغيرات الايسوثرمية**, ويمكن رسمها كخطوط أفقية في مخطط (T-s), كما هو موضح في الشكل (6.8).

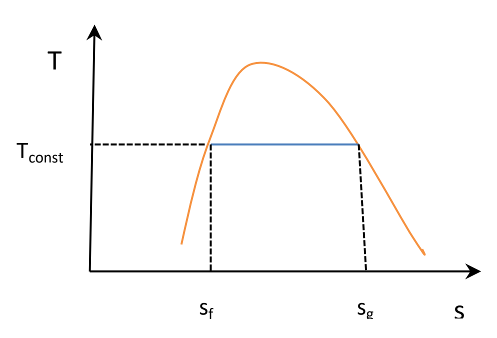


Figure 6.8 The isothermal T-s diagram for steam

الشكل 6.8 مخطط (T-s) الايسوثرمي لبخار الماء

The entropy change for an isothermal process is $(s_2 - s_1)$ or $[s_{fg} = (s_g - s_f)]$, for the complete evaporation of saturated water to dry saturated steam. Since isothermal expansion and isothermal compression are part of the Carnot cycle, the Carnot cycle that includes steam is not a practical cycle. This is because of the difficulty of in handling steam.

ان مقدار التغيير في الإنتروبي للعملية الايسوترمية يساوي ($(s_2 - s_1)$ أو $[s_{fg} = (s_g - s_f)]$, وذلك عندما يتبخر الماء المشبع تماماً إلى بخار مشبع جاف. ونظراً الى ان التمدد الايسوثرمي والانضغاط الايسوثرمي هما جزءان من دورة كارنو, فإن دورة كارنو التي تتضمن بخار الماء هي دورة غير عملية بسبب صعوبة التعامل مع بخار الماء الرطب.

The isothermal processes take place in steam boilers, and research suggests that replacing the **steam pressure regulator** of the boiler by an **isothermal expander** improves the efficiency of energy consumption. This is because the expander produces work that can be extracted during the expansion process, while the heat is lost by the regulator to the surroundings.

تحدث العمليات الايسوثرمية في المراجل البخاري, وتشير الابحاث إلى أن استبدال **مُنظم ضغط البخار** في االمرجل **بموسع ايسوثرمي** يُحسن من كفاءة استهلاك الطاقة. وذلك لان الموسع يولد شغلاً يمكن الاستفادة منه أثناء عملية التمدد, بينما تنفقد الحرارة من منظم الضغط نتيجة تسربها الى المحيط.

6.13.2 Entropy Change for Isentropic Processes

6.13.2 التغير في الانتروبي للعمليات الايسنتروبية

A reversible adiabatic process that occurs at constant entropy is called isentropic. The concept and T-S diagram were discussed in section 6.5. But if the working fluid is steam, the

تسمى العملية الاديباتية الانعكاسية التي تحدث بثبوت الانتروبي عملية ايسنتروبية. وقد ناقشنا هذه العملية ومخطط (T-S) الخاص بها افي الفقرة (6.5). لكن اذا كان مائع التشغيل بخار ماء, فإن

Isentropic change represented the vertical line, might intersect the saturation line. For example, if superheated steam is expanded adiabatically and reversibly in a turbine, it is likely to change to wet steam; as shown in Fig. 6.9 which is the T-s diagram for this process.

التغير الايسنتروبي الممثل بالخط الشاقولي قد يتقاطع مع خط البخار المشبع. على سبيل المثال, اذا تمدد بخار البخار المحمص اديباتياً وانعكاسياً في احد التوربينات, فمن المحتمل أن يتحول إلى بخار رطب كما هو مبين في الشكل (6.9) الذي يمثل مخطط (T-s) لهذه اللعملية.

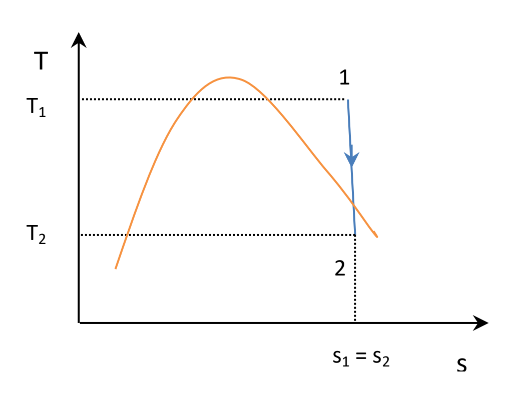


Figure 6.9 the isentropic T-s diagram for steam

الشكل 6.9 مخطط (T-s) الايسنتروبي لبخار الماء

We will illustrate the analyzes of the isothermic and isotropic processes in the following examples

سنوضح التحليلات التي تخص العمليتين الايسوثرمية والايسنتروبية في المثالين القادمين.

Example 6.5

المثال 6.5

Dry saturated steam at 80 bar is expanded isothermally and reversibly to 8 bar. Determine the amount of heat supplied and the work done per kg during the expansion process.

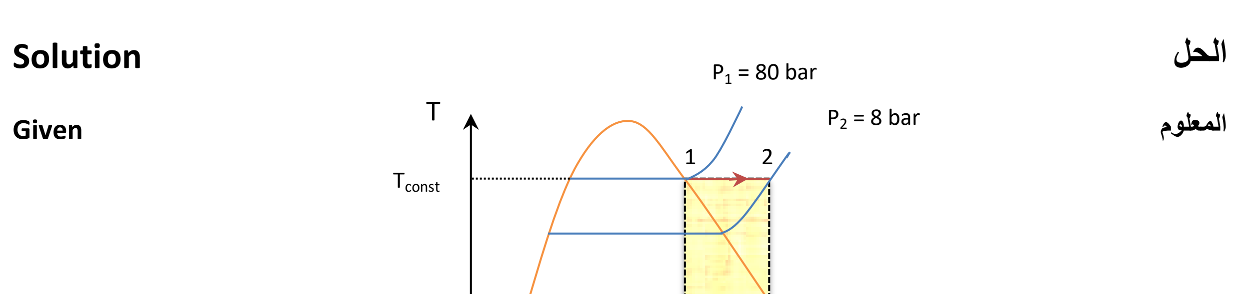
يتمدد بخار الماء المشبع الجاف ايسوثرمياً وانعكاسياً من الضغط 80 بار إلى 8 بار. اوجد مقدار الحرارة المزودة والشغل المنجز لكل كيلوغرام من البخار أثناء عملية التمدد.

Solution

الحل

Given

المعلوم



Schematic of the example 6.5

الرسم التخطيطي للمثال 6.5

Find اوجد

q and w

Analysis التحليلات

From steam tables for dry saturated steam, the entropy s_1 which is equal to s_g at 80 bar (or 8 MPa),

نستخرج قيمة الانتروبي (s_1) وهي تساوي (s_g) من جداول بخار الماء المشبع عند (80 bar) (او 8 MPa),

$$s_1 = s_g = 5.7440 \text{ kJ/kgK}$$

The corresponding temperature T_{const} in the same table is 295.1°C.

$$T_{const} = 295.1^{o}C = 295.1 + 273 = 568.1 \text{ K}$$

At 8 bar or 0.8 MPa and 295.1°C, the steam is superheated. The entropy s_2 is therefore found by **interpolation** of the values from superheated steam tables at 250°C and 300°C.

يكون البخار محمصاً عند الضغط (8 bar) اي (0.8 MPa) ودرجة الحرارة (295.1°C), لذا نحصل على قيمة الانتروبي (s_2) من جداول بخار الماء المحمص عن طريق **الاستيفاء الخطي** بي ن القيم عند درجات الحرارة (250 °C) و (300°C).

By interpolation, نتيجة الاستيفاء الخطي,

$$s_2 = 7.2173 \text{ kj/kgK}$$

The heat supplied q is represented by the shaded area in the schematic of the example. Thus,

تمثل المساحة المظللة في الرسم التخطيطي للمثال كمية الحرارة المزودة (q) التي تُقدر على النحو التالي

$$q = T\,(s_2 - s_1)$$

$$q = 568.1\,(7.2173 - 5.7440) = \underline{836.981 \text{ kJ/kg}}$$

To evaluate the work done, we apply the first law,

نطبق القانون الاول لتقييم الشغل المنجز,

$$q = w + \Delta u \quad \text{(First law} \quad \text{القانون الاول)}$$

$$w = q - (u_2 - u_1)$$

Internal energy from steam tables is, نستخرج قيمة الطاقة الداخلية من جداول البخار المشبع,

$u_1 = u_g$ at 8 MPa = 2569.8 kJ/kg

u_2 is found by interpolation from superheated steam tables at 0.8 MPa and 295.1°C
وباستخدام جداول البخار المحمص وإجراء الاستيفاء الخطي نحصل على قيمة (u_2)

u_2 = 2789.193 kJ/kg

$w = q - (u_2 - u_1) = 836.981 – (2789.193 - 2569.8) = \underline{617.588 \text{ kJ/kg}}$

Comments **الملاحظات**

The work done is positive indicating that the work is done by the system which is the steam.

بما ان الشغل يحمل اشارة موجبة لذا فهو شغل تنجزه المنظومة, اي ينجزه بخار الماء على محيط المنظومة.

Example 6.6

المثال 6.6

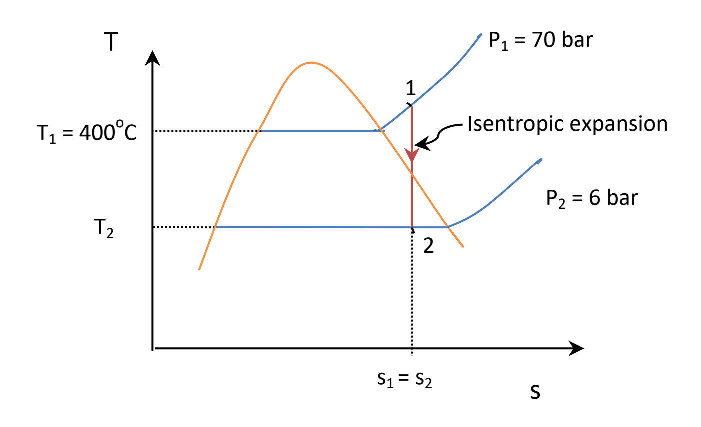
Steam is expanded reversibly in a thermally insulated turbine from 70 bar and 400°C to a pressure of 6 bar where it becomes wet. Determine the enthalpy change for the process.

يتمدد بخار الماء انعكاسياً في توربين معزول حرارياً من (400°C) و (70 bar) الى الضغط (6 bar) بحيث يتحول البخار الى بخار ماء رطب. اوجد مقدار التغيير في الانثالبي لهذه العملية.

Solution

الحل

Given **المعلوم**



Example 6.6- schematic الرسم التخطيطي للمثال 6.6

Find **اوجد**

Δh

Analysis

التحليلات

Since the turbine is insulated, the process is reversible adiabatic. A reversible adiabatic process is an isentropic process, as shown in the schematic. Using steam tables, we can find the specific entropy s at 400°C and 70 bar (7 MPa). The steam at these conditions is superheated.

نظرًا لأن التوربين معزول حرارياً, فإن العملية اديباتية انعكاسية, والعملية الاديباتية الانعكاسية هي عملية ايسنتروبية, كما هو موضح في الرسم التخطيطي. وباستخدام جداول بخار الماء نستخرج قيمة الإنتروبي النوعية (s) عند 400 درجة مئوية و (70 bar) اي (7 MPa), حيث يكون البخار في هذه الظروف محمصاً.

s_1 = 6.4478 kJ/kgK (from superheated steam tables من جداول البخار المحمص)

$s_1 = s_2$ (constant entropy لان الانتروبي ثابتة المقدار)

We use the value of s_2 to calculate the dryness fraction of the wet steam at 8 bar.

نستخدم قيمة (s_2) لحساب نسبة الجفاف للبخار الرطب عند (8 bar) .

$$s_2 = s_f + x\, s_{fg}$$

From steam tables for saturated steam: من جداول بخار الماء المشبع نحصل على:

At 6 bar (0.6 MPa) s_f = 1.9316 kJ/kgK, s_{fg} = 4.8293kJ/kgK

Substitution gives وبالتعويض نحصل على

$$6.4478 = 1.9316 + x\,(4.8293) \qquad x = 0.935$$

After the determination of dryness fraction, we can now evaluate the change in enthalpy Δh from steam tables.

يمكننا الآن تقييم مقدار التغير في الانثالبي من جداول بخار الماء بعد تقييم نسبة الجفاف.

h_1 from superheated steam tables at 7 MPa and 400°C = 3158.1 kJ/kg

$$h_2 = h_f + x \,.\, h_{fg}$$

Values from saturated steam tables at (0.6 MPa) نستخرج القيم من جداول بخار الماء المشبع عند

h_f = 670.6 kJ/kg, h_{fg} = 2086.2 kJ/kg, x = 0.935

$$h_2 = 670.6 + 0.935\,(2086.2) = 2621.197 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = 2621.197 - 3158.1 = -536.903 \text{ kJ/kg}$$

Comments

الملاحظات

In this example, we showed that the dryness of wet steam can be evaluated through the isentropic process and then used to evaluate other properties of the steam.

أوضحنا في هذا المثال بأنه يمكن تقييم نسبة جفاف البخار الرطب من خلال العملية الايسنتروبية ومن ثم استخدامها لتقييم الخواص الأخرى للبخار.

6.13.3 Entropy Change for Irreversible Processes

Some of the important ideal gas irreversible processes include the free expansion, throttling and adiabatic mixing.

6.13.3 التغير في الانتروبي للعمليات غير الانعكاسية

تشمل بعض العمليات غير الانعكاسيية المهمة للغاز التام كل من التمدد الحر وخنق الجريان والخلط الادبياتي.

Free expansion

Typical example of free expansion is when a gas is contained in an insulated vessel, and then allowed to expand into another one of the same volum through a connecting valve. This process cannot be reversed unless external work is done on the system, therefore it is considered as an irreversible adiabatic process. However, we can apply the first law to the process, with q = 0.0 and w = 0.0, the internal energy change Δu = 0.0. Since $\Delta u = C_v\ \Delta T$, therefore ΔT = 0.0 or constant temperature, $(T_1 = T_2)$. So, in order to evaluate the entropy change, we can assume the irreversible adiabatic process can be replaced by a reversible isothermal process, and therefore we can apply eq. 6.21.

التمدد الحر

ان خير مثال على حدوث التمدد الحر هو عندما يُحفظ غاز معين في وعاء مغلق معزول حرارياً, ثم يُسمح له بالتمدد إلى وعاء آخر له نفس الحجم من خلال صمام متصل بالوعائين. ولا يمكن عكس هذه العملية ما لم يُنجز شغل خارجي على المنظومة, لذا تُعد العملية اديباتية غير انعكاسية. ولكن من خلال تطبيق القانون الأول على عملية التمدد الحر نجد ان مقدار التغير في الطاقة الداخلية يساوي صفراً, اي ان (Δu = 0.0) لأن (q = 0.0), وعليه يصبح الشغل (w = 0.0). ولما كان $(\Delta u = C_v\ \Delta T)$, لذا (ΔT = 0.0), وهذا يعني ثبوت درجة الحرارة $(T_1 = T_2)$. وبناء على ذلك, يمكننا افتراض انه يمكن استبدال العملية الاديباتية غير الانعكاسية بعملية ايسوثرمية انعكاسية لغرض تقييم التغير في الانتروبي, وبالتالي نستطيع تطبيق المعادلة (6.21) لهذا الغرض.

Example 6.7

An insulated vessel is divided into two equal compartments by a partition, as shown below. Initially one compartment is filled with 3.5 kg of pressurized air and the other is completely evacuated. Calculate the change in entropy in kJ/K after removing the partition and filling the entire vessel with air.

المثال 6.7

وعاء معزول حرارياً مُقَسَم إلى جزأين متساويين بواسطة حاجز كما هو مبين في الشكل ادناه. وفي البداية, تم ملء احد الجزأين بـ 3.5 كيلوغرام من الهواء المضغوط, بينما ابقي الجزء الأخر مفرغ من الهواء تماماً. احسب مقدار التغير في الانتروبي بوحدات (kJ / K) بعد ازالة الحاجز وملء الوعاء بأكمله بالهواء.

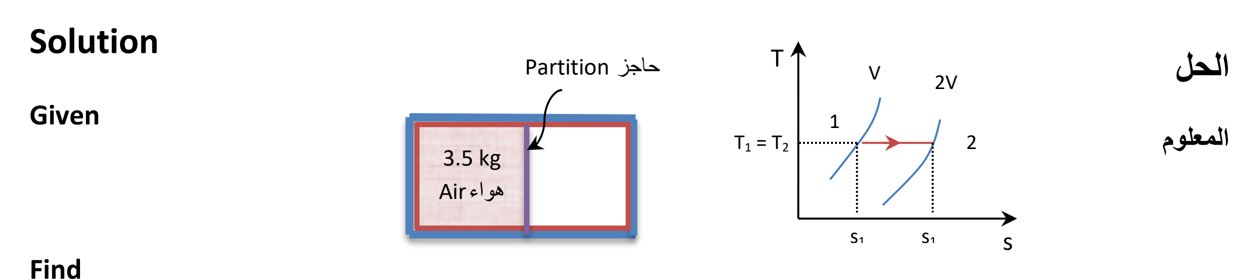
R = 0.287kJ/kgK

Solution

الحل

Given

المعلوم



Find

اوجد

ΔS (kJ/K)

Analysis

Assuming isothermal reversible process and apply eqn. 6.21,

نفترض ان عملية ملء الوعاء عملية ايسوثرمية انعكاسية ونطبق المعادلة (6.21),

$$\Delta s = C_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \qquad \text{(Eqn. 6.21)} \quad , \quad \text{since } (T_1 = T_2):$$

$$\Delta s = R \ln \frac{v_2}{v_1} = 0.287 \ln \qquad \Delta S = m.\ \Delta s = 3.5 \times 0.287 \ln 2 = \underline{0.6962\ kJ/K}$$

<u>Throttling</u>

We know that the throttling process is reducing the fluid pressure by a throttle valve. Throttling is an irreversible process, as we mentioned earlier. If throttling is conducted adiabatically, and all other forms of energy are disregarded, then the process takes place at constant enthalpy and is called an **isenthalpic process**. Throttling can be used to determine the quality of steam. When wet steam is throttled to a lower pressure, the water in the steam is likely to evaporate due to lowering of pressure. The quality, or dryness fraction, can then be estimated from steam tables based on the constant enthalpy change. The **throttling calorimeter** is a device used to determine the quality of wet steam based on the isenthalpic process. In this device, a quantity of wet steam is throttled to a lower pressure so that the steam becomes superheated. The final temperature and pressure of the superheated steam are measured by a thermometer and a manometer respectively. The quality of the steam is calculated by the following relationships

<u>خنق الجريان</u>

نعلم إن عملية خنق جريان المائع هي تقليل ضغطه نتيجة مروره بصمام خانق, وكنا قد ذكرنا سابقًا بأن عملية الخنق هي عملية غير انعكاسية. فإذا تم إجراء عملية الخنق اديباتياً, اي بدون تبادل حراري, وأُهمل تأثير جميع أشكال الطاقة الأخرى, فستحدث العملية بثبوت الانثالبي وتسمى **عملية ايسنثالبية**. يمكننا استخدام عملية خنق الجريان لتحديد جودة بخار الماء, فعندما ينخفض ضغط البخار الرطب, من المرجح أن يؤدي انخفاض الضغط الى تبخر المزيد من الماء المخلوط بالبخار, ومن ثم نستطيع تقدير جودة البخار (او نسبة الجفاف) باستخدام جداول بخار الماء استناداً الى تغير حالة البخار بثبوت الانثالبي. يستخدم مقياس السعرات الحرارية الخانق او **المسعر الخانق** لتحديد جودة البخار الرطب بناءً على معطيات عملية الخنق الايسنثالبي. ففي هذا الجهاز ينخفض ضغط كمية من البخار الرطب بحيث يتحول الى بخار محمص, ثم تُقاس كل من درجة الحرارة والضغط النهائيين للبخار المحمص بواسطة محرار ومانومتر على التوالي, وتُقدر جودة البخار من خلال العلاقات التالية

$$h_1 = h_2$$

Using superheated steam tables to find (h_2) نستخدم جداول بخار الماء المحمص لايجاد

$$h_1 = h_{f1} + x\ .\ h_{fg1}$$

To estimate x, we ubstitute h_1 by h_2 ولتقدير قيمة نسبة الجفاف نعوض كما يلي

$$h_2 = h_{f1} + x\ .\ h_{fg1} \qquad (6.31)$$

We extract the values of h_{f1} and h_{fg1} from steam tables and then apply equation 6.31 to estimate the dryness fraction. The process is depicted in Fig. 6.10. The dashed line represents the irreversible throttling process at constant enthalpy.

نستخرج قيم (h_{f1}) و(h_{fg1}) من جداول بخار الماء المشبع ثم نقدر نسبة الجفاف باستخدام المعادلة (6.31). يوضح الشكل (6.10) مخطط لهذه العملية, حيث يمثل الخط المتقطع عملية التمدد غير الانعكاسية بثبوت الانثالبي.

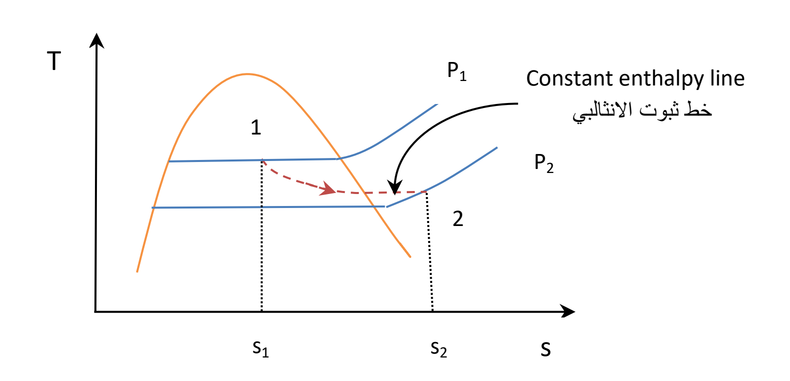


Figure 6.10 Throttling of steam in a calorimeter

الشكل 6.10 عملية خنق جريان بخار الماء في المسعر الخا نق

It is worth noting that the throttling of superheated steam also yields superheated steam at a relatively lower pressure and temperature.

وتجدر الإشارة إلى أن عملية خنق جريان البخار المحمص ينتج عنها ايضاً بخاراً محمصاً عند ضغط ودرجة حرارة منخفضين نسبياً.

Example 6.8

المثال 6.8

Steam is throttled from 2 MPa to 200 kPa and 150°C. Determine the quality of steam at the inlet of the throttling valve and the entropy change across the valve.

يُخفض ضغط بخار الماء من (2 MPa) الى (200 kPa) و (150°C) عن طريق خنق الجريان, قدر جودة البخار في مدخل الصمام الخانق وكذلك احسب مقدار التغير في الانتروبي عبر الصمام.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$P_1 = 2\text{ MPa},\ P_2 = 0.2\text{ MPa},\ T_2 = 150^\circ\text{C}$$

Find

اوجد

$$x_1\ ,\ \Delta s$$

Assumptions

- The expansion in the throttling valve is adiabatic
- Changes in kinetic and potential energy are negligible

الافتراضات

- تُعد عملية خنق الجريان في الصمام الخانق اديباتية
- تُهمل كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Analysis

The steam at 0.2 MPa and 150°C is superheated because the saturation temperature is 120.2°C. We use the superheated steam tables to find h_2, then apply the isenthalpic relation ($h_1 = h_2$) to find the dryness fraction x.

التحليلات

يُعد البخار عند (0.2 MPa) و (150°C) بخاراً محمصاً, لأن درجة حرارة التشبع في هذه الظروف تساوي (120.2°C). نستخدم جداول بخار الماء المحمص لايجاد (h_2), ثم نطبق العلاقة الايسنثالبية ($h_1 = h_2$) لإيجاد نسبة الجفاف (x).

h_2 at 0.2 MPa and 150°C = 2768.8°C

$h_1 = h_2 = h_{f1} + x \cdot h_{fg1}$ (at 2MPa)

$2768.8 = 908.8 + x \cdot (1890.7)$

$x = \underline{0.98}$

$\Delta s_{1\text{-}2} = s_2 - s_1$

s_2 at 0.2 MPa and 150°C = 7.295 kJ/kgK

$s_1 = s_{f1} + x \cdot s_{fg1}$ (at 2 MPa)

$s_1 = 2.3986 + 0.98 \times 3.9816 = 6.300$ kJ/kgK

$\Delta s_{1\text{-}2} = s_2 - s_1 = 7.295 - 6.300 = \underline{0.995 \text{ kJ/kgK}}$

Comments

- In this example, wet steam is passed through a throttle valve to become superheated. After estimating the dryness fraction of the wet vapour by the isenthalpic relationship, we were able to evaluate the entropy. Similary, we can evaluate any other property from steam tables.
- The answer may vary slightly according to the version of steam tables used.

الملاحظات

- يتحول البخار الرطب في هذا المثال الى بخارمحمص بعد مروره خلال الصمام الخانق. وبعد تقدير نسبة جفاف البخار الرطب من خلال العلاقة الايسنثالبية, تمكنا من تقييم الانتروبي. وبنفس الطريقة, نستطيع تقدير قيمة أي خاصية من الخواص الثرموديناميكية الأخرى باستخدام جداول بخار الماء.
- قد تختلف النتيجة قليلاً وذلك حسب نسخة جداول بخار الماء المستخدمة.

Example 6.9

The pressure of steam running in a pipeline is reduced by a throttling valve from 12.5 MPa and 550°C to 600 kPa. Calculate the temperature of steam at the exit of the valve.

المثال 6.9

ينقص ضغط بخار الماء الجاري في احد الانابيب نتيجة مروره بصمام خانق من (12.5 MPa) و (550°C) الى (600 kPa). احسب درجة حرارة البخار عند خروجه من الصمام.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$P_1 = 12.5\ \text{MPa},\ T_1 = 550^0\text{C},\ P_2 = 600\ \text{kPa} = 0.6\ \text{MPa}$$

Find

اوجد

$$T_2$$

Assumptions

- TheThrottling through the valve is adiabatic
- Changes in kinetic and potential energy are negligible

الافتراضات

- تُعد عملية خنق الجلريان خلال الصمام الخانق اديباتية
- تُهمل كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Analysis

The inlet steam is superheated because the saturation temperature at 12 MPa is 324.8°C, which is lower than the temperature of the inlet steam.

التحليلات

يكون البخار الداخل بخاراً محمصاً لان درجة حرارة تشبعه عند الضغط (12 MPa) تساوي (324.8°C), وهي أقل من درجة حرارته في المدخل.

From superheated steam tables: نستخرج من جداول البخار المحمص:

$$h_1 \text{ at } 12.5\ \text{MPa and } 550^o\text{C} = 3475.2\ \text{kJ/kg}$$

$$h_1 = h_2 = 3475.2\ \text{kJ/kg}$$

Now, we know the enthalpy and pressure of the exit steam. Therefore, we can consult the steam tables to check the type of steam at the exit. From superheated steam table at 0.6 MPa, the saturation temperature is 158.85°C and the enthalpy corresponding to the saturation state is 2756.8 kJ/kg. Since the calculated enthalpy 3475.2 kJ/kg is greater, the steam remains superheated at a temperature lies between 400°C and 500°C.

الآن, نحن نعرف قيمة الانثالبي وكذلك ضغط البخار الخارج, لذلك يمكننا الرجوع الى جداول البخار للتحقق من طبيعة البخار في مخرج الصمام. وباستخدام جداول البخار المحمص نجد أن درجة حرارة التشبع عند الضغط (0.6 MPa) هي (158.85°C), وأن الانثالبي عند درجة التشبع تساوي (2756.8 kJ/kg). وبما ان قيمة الانثالبي المحسوبة تساوي (3475.2 kJ/kg) وهي الاكبر, لذا يبقى البخار محمصاً حيث تتراوح درجة حرارته بين 400 درجة مئوية و 500 درجة مئوية.

From superheated steam tables at 0.6 MPa: نستخدم جداول البخار المحمص:

T^oC	h kJ/kg	(the enthalpy values depend on the version of steam tables)
400	3270.3	(تعتمد قيم الانثالبي على جداول بخار الماء المستخدمة في الحل)
T_2	3475.2	
500	3482.8	

The temperature T_2 for the enthalpy value of (3475.2 kJ/kg) can be found by interpolation:
يمكن ايجاد درجة الحرارة عند قيمة الانثالبي الوسطية باستخدام طريقة الاستيفاء الخطي:

$$(500 - 400)/(3482.8 - 3270.3) = (500 - T_2)/(3482.8 - 3475.2)$$

$$T_2 = \underline{496.423^oC}$$

Example 6.10

المثال 6.10

Wet steam enters a throttling calorimeter at 1.2 MPa and exits at 0.1 MPa and 150°C. Determine the quality of the steam.

يدخل بخار الماء الرطب مسعراً خانقاً عند الضغط (1.2 MPa) ويخرج منه عند (0.1 MPa) ودرجة الحرارة (150°C). حدد جودة البخار.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$P_1 = 1.2 \text{ MPa}, P_2 = 0.1 \text{ MPa}, T_2 = 150^oC$$

Find

اوجد

The quality of steam x

جودة بخار الماء (x)

Assumptions

الافتراضات

- Throttling in the throttling calorimeter is adiabatic
- Changes in kinetic and potential energy are negligible

- تُعد عملية خنق الجريان في المسعر الخانق اديباتية
- تُهمل كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Analysis

التحليلات

The exit steam at 150°C is superheated because the saturation temperature at 0.1 MPa is 99.63°C. We read the specific enthalpy for the exit steam from superheated steam tables and then apply the isenthalpic relation.

يكون بخار الماء الخارج بدرجة الحرارة (150°C) من المسعر محمصاً لأن درجة حرارة تشبعه عند (0.1 MPa) هي (99.63°C). نقرأ قيمة الانثالبي النوعية للبخار الخارج من جداول بخار الماء المحمص ثم نطبق العلاقة الايسنثالبية.

From superheated steam tables: نستخرج من جداول بخار الماء المحمص:

h_2 at 0.1 MPa and 150°C = 2776.4 kJ/kg

Applying the isenthalpic relationship ($h_1 = h_2$) وبتطبيق العلاقة الايسنثالبية

$\therefore \quad h_1 = h_2 = 2776.4$ kJ/kg

From saturated steam tables at (1.2 MPa) نستخدم جداول البخار المشبع عند الضغط

$h_1 = h_{f1} + x \cdot h_{fg}$, $2776.4 = 797.3 + x\,(2588.8)$

x = <u>0.764</u> (Based on steam tables used. الجواب هو وفقاً لجداول البخار المستخدمة)

Comments

The above example is a typical sample of calculations to determine the wet steam quality using the throttling calorimeter.

الملاحظات

يُعد المثال اعلاه نموذجاً لحسابات تحديد جودة البخار الرطب باستخدام مقياس السعرات الحرارية الخانق او المسعر الخانق.

<u>Adiabatic mixing</u>

The adiabatic mixing of steam is another irreversible process. Suppose two pipes, or conduits, carrying different types of steam are merged into one stream. The steam condition of the mixture can be determined by conducting an energy balance and then using steam tables to evaluate the relevant enthalpies. The method was discussed in chapter 4.

<u>الخلط الأديباتي</u>

تُعد عملية خلط بخارالماء الاديباتية عملية غير انعكاسية أخرى, فإذا تم دمج انبوبين او قناتين تحملان أنواعاً مختلفة من البخار في قناة واحدة, يمكن تحديد حالة بخار الخليط عن طريق إجراء موازنة للطاقة ثم استخدام جداول البخار لتقدير قيم الانثالبي ذات الصلة. وكنا قد ناقشنا هذه الطريقة في الفصل الرابع.

6.14 Entropy Transfer

Entropy may be transferred from or to a thermodynamic system by heat transfer and by mass flow across the boundary. Adding heat to the system increases the disorder of the molecules and therefore increases the entropy. However, if heat is transferred from the system, entropy decreases. The **entropy transfer** associated with the amount of heat transferred (Q) results in an entropy change ΔS_{HT} which is expressed as

6.14 انتقال الانتروبي

تنتقل الانتروبي من او الى المنظومة الثرموديناميكية عبرتخومها عن طريق انتقال الحرارة وكذلك عن طريق تدفق الكتلة. وتسبب إضافة الحرارة إلى المنظومة زيادة في اضطراب الجزيئات مما يؤدي الى زيادة بالانتروبي, اما إذا حصل انتقال حرارة من المنظومة الى المحيط, فإن مقدار الانتروبي سينخفض تباعاً. ينتج عن **انتقال الانتروبي** المصاحب لكمية الحرارة المنتقلة (Q) تغييراً في مقدار الانتروبي (ΔS_{HT}) حسب المعادلة التالية

$$\Delta S_{HT} = \frac{Q}{T_{const}} \qquad (6.32)$$

The temperature T_{cost} at the location of heat of flow on the boundary remains constant, and the entropy takes the same direction as the heat transfer.Therefore, if heat flows from the system to the surroundings, the heat leads to an increase in the entropy of the surroundings. At the same time, the entropy of the system decreases and becomes negative, thus

تبقى درجة الحرارة (T_{cost}) ثابتة في موقع انتقال الحرارة عبر تخم المنظومة, وتتخذ الانتروبي نفس اتجاه انتقال الحرارة. لذلك, إذا كانت الحرارة تسري من المنظومة الى محيطها, ستؤدي الحرارة الى زيادة في انتروبي المحيط, وفي الوقت نفسه, تتناقص إنتروبي المنظومة وتصبح سالبة, اي ان

$$\Delta S_{HT}\text{ (system)} = -\frac{Q}{T_{const}} \qquad (6.32A)$$

When the temperature is not constant, the entropy change can be evaluated by integration as follows

وفي حالة عدم ثبوت درجة الحرارة, يمكن تقييم مقدار التغير في الانتروبي باجراء التكامل على النحو التاالي

$$\Delta S_{HT}\text{ (system)} = \int_1^2 \frac{dQ}{T} \qquad (6.33)$$

Note that **work** is entropy free and only energy is exchanged by work transfer. Meanwhile, heat transfer is accompanied by energy and entropy exchanges. Thus, the second law makes a clear distinction between heat and work through the concept of entropy.

تجدر الاشارة هنا الى أن **الشغل** غير معني بانتقال الإنتروبي, وعليه فإن انتقال الشغل يصطحبه تبادل الطاقة فقط, في حين يصطحب انتقال الحرارة تبادل الطاقة بالاضافة الى تبادل الانتروبي. وهكذا نجد القانون ان الثاني يميز بشكل واضح بين الحرارة والشغل من خلال مفهوم الانتروبي.

Mass can be accompanied by energy and entropy, and therefore the entropy of an open system is proportional to mass. It follows that, the rates of entropy transfer and energy transfer, into or out of the system, are proportional to the mass flow rate of the working fluid.

يمكن ان تُقترن الكتلة بالطاقة وبالانتروبي, لذا تتناسب انتروبي المنظومة المفتوحة مع الكتلة تتناسباً طردياً. ويترتب على ذلك بأن معدلات انتقال الإنتروبي وانتقال الطاقة, من او إلى المنظومة, تتناسب طرداً مع معدل الجريان الكتلي لمائع التشغيل.

6.15 Entropy Balance & Generation

6.15 موازنة الانتروبي وتوليدها

The entropy balance for any process is similar to energy balance and can be expressed a follows

تُنجز موازنة الانتروبي للعمليات الثرموديناميكية بطريقة مماثلة لموازنة الطاقة, حيث يمكن كتابتها على النحو التالي

$$\Delta S_{system} = S_{in} + S_{gen} - S_{out} \qquad (6.34)$$

For specific values:

المعادلة بصيغة قيم الانتروبي النوعية هي:

$$\Delta s_{system} = s_{in} + s_{gen} - s_{out} \qquad (6.35)$$

Where,

ΔS_{system} = Change in entropy of the system

S_{in}= Entropy entering the system

S_{gen} = **Entropy generated** within the system

S_{out} = Entropy leaving the system

حيث ان

ΔS_{system} = مقدار التغير في الانتربي للمنظومة

S_{in} = مقدار الانتروبي الداخلة للمنظومة

S_{gen} = مقدار **الانتروبي المتولدة** داخل المنظومة

S_{out} = مقدار الانتروبي الخارجة من المنظومة

Irreversibilities cause entropy of the system to increase and therefore generate entropy within the system. As we mentioned earlier, friction, chemical reactions, finite temperature difference, and mixing are some of the typical irreversibilities encountered in thermodynamics. It follows that reversible processes do not generate entropy, and S_{gen} or s_{gen} for such processes is omitted from the entropy balance eqns. 6.34 and 6.35

تسبب اللا انعكاسيات زيادة في مقدار الانتروبي للمنظومة, ولذلك تؤدي الى توليد الانتروبي داخل المنظومة. وكما ذكرنا سابقاً, فإن بعض من اللا انعكاسيات المعروفة في مجال ديناميك الحرارة تشمل الاحتكاك, والتفاعلات الكيميائية, وفرق درجة الحرارة, وخلط الموائع. وبناء على ذلك, فالعمليات الانعكاسية لا تولد الانتروبي, وعليه تُحذف (S_{gen}) او (s_{gen}) من معادلات توازن الانتروبي (6.34) و (6.35) لمثل هذه العمليات.

The entropy change in a **closed system** ΔS_{system} is a result of the entropy transfer that accompanies total heat transfer at several locations (∑Q), in addition to the entropy generated within the system. Thus the **entropy balance for aclosed systems** is,

يحصل التغيير في الانتروبي في **المنظومة المغلقة** (ΔS_{system}) نتيجة انتقال الانتروبي المصاحبة لكل قيم لنتقال الحرارة (∑Q) في مختلف مواقع المنظومة, هذا بالإضافة إلى الانتروبي المتولدة داخل المنظومة. ولذلك يصبح **توازن الانتروبي للمنظومات المغلقة** كما يلي

$$\Delta S_{system} = \sum\frac{Q}{T} + S_{gen} \qquad (6.36)$$

For an adiabatic process, there is noheat transfer, therfore there will be no entropy transfer due to ($\sum\frac{Q}{T}$ = 0) and therefore the entropy change is only equal to the entropy generated.

وللعملية الاديباتية, فلن يكون هناك انتقال إنتروبي بسبب عدم وجود انتقال الحرارة $(\sum Q / T = 0)$, لذلك فإن التغيير في الانتروبي يساوي الانتروبي المتولدة فقط.

The **entropy balance for open systems** for steady flow processes, such as turbines, pumps, nozzles, compressors, heat exchangers and pipes can be expressed in the rate form as

وفي ما يخص اجراء **موازنة الانتروبي للمنظومات المفتوحة** والتي تخص العمليات ذات الجريان المستقر, مثل الجريان في التوربينات والمضخات والفوهات والضواغط والمبادلات الحرارية والأنابيب, فيمكن وضع معادلة توازن الانتروبي بصيغة المعدل الزمني (اي انتقال الانتربي لوحدة الزمن) كما يلي

$$\ddot{S}_{gen} + \dot{m}\,(s_1 - s_2) + \sum\frac{\dot{Q}}{T} = 0.0 \qquad (6.37)$$

$\dot{Q}$ $\ddot{S}_{gen}$ T $\dot{m}$ s_2 $\dot{m}$ s_1

Figure 6.11 Entropy balance **الشكل 6.11** موازنة الانتروبي

$\ddot{S}_{gen}$ = rate of entropy generation in W/K or kW/K which is kJ/s.K

$\dot{Q}$ = rate of heat transfer in W or in kW which is kJ/s into the system. It is $-\dot{Q}$ for heat losses

$\dot{m}$ = mass flow rate in kg/s

s_1 = specific entropy of entering stream in J/kgK or kJ/kgK

s_2 = specific entropy of exit stream in J/kgK or kJ/kgK

$\ddot{S}_{gen}$ = معدل توليد الانتروبي بوحدات (W/K) او (kW/K) اي (kJ/s.K)

$\dot{Q}$ = معدل انتقال الحرارة بوحدات (W) او (kW) اي (kJ/s) الى المنظومة, وفي حالة فقدان الحرارة يصبح المعدل مساوياً ($-\dot{Q}$)

$\dot{m}$ = معدل الجريان الكتلي بوحدات (kg/s)

s_1 = الانترروبي النوعية للمائع في مدخل المنظومة بوحدات (J/kgK) او (kJ/kgK)

s_2 = الانتروبي النوعية في مخرج المنظومة بوحدات (J/kgK) او (kJ/kgK)

Note that, for more than one stream, equation 6.37 is modified to include the other streams. The entropy change Δs_{syst} for one location of heat transfer on the boundary of the system is

لاحظ انه في حالة وجود اكثر من مجرى للمائع, تُعدل المعادلة (6.37) لتشمل المجاري الاخرى.
يُقدرالتغيير بالانتروبي (Δs_{syst}) لانتقال الحرارة في موقع واحد من تخم المنظومة كما يلي

$$\Delta s_{syst} = s_2 - s_1$$

$$\Delta s_{syst} = \left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)/\dot{m} + (\ddot{S}_{gen})/\dot{m} \qquad (6.38)$$

Example 6.11

المثال 6.11

Conduct an entropy balance on a throttling valve. Evaluate the entropy generation per unit mass due to throttling of steam from 2 MPa to 200 kPa and 150°C.

قم بإجراء موازنة للإنتروبي عبر صمام خانق, ثم اوجد مقدار توليد الانتروبي لوحدة الكتلة بسبب خنق الجريان وتخفيض ضغط بخار الماء من (2 MPa) الى (200 kPa) ودرجة حرارة (150°C).

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$P_1 = 1.2 \text{ MPa}, P_2 = 0.1 \text{ MPa}, T_2 = 150^oC$$

Required

المطلوب

Entropy balance and s_{gen} in kJ/kg

اجراء موازنة للانتروبي وايجاد قيمة (s_{gen} in kJ/kg)

Assumptions

الافتراضات

- The throttling process is steady adiabatic
- The kinetic and potential energy are negligible

- عملية خنق البخار عملية مستقرة اديباتية
- تُهمل الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Solution

الحل

Throttling is a steady flow process, thus we can use equation 5.37 for the entropy balance,

لما كانت عملية خنق البخار عملية جريان مستقر, لذا يمكننا استخدام المعادلة (5.37) لاجراء موازنة الانتروبي,

$\ddot{S}_{gen} + \dot{m}\,(s_1 - s_2) + \sum\frac{\dot{Q}}{T} = 0.0$ (Eqn. 5.37)

$\sum\frac{\dot{Q}}{T} = 0.0$ (because the process is adiabatic لان العملية اديباتية)

$\ddot{S}_{gen} + \dot{m}\,(s_1 - s_2) = 0.0$

$(\ddot{S}_{gen})/\dot{m} = s_2 - s_1$

$s_{gen} = s_2 - s_1$

s_2 and s_1 were determined in example 6.8, نستخدم قيم الانتروبي من المثال 6.8 ,

$s_2 = 7.295$ kJ/kgK , $s_1 = 6.300$ kJ/kgK

Thus, $s_{gen} = 7.295 - 6.300 =$ 0.995 kJ/kg (according to steam tables used)

(الجواب هو حسب نسخة جداول البخار المستخدمة في الحل)

Comments

- If the flow rate of steam is known, the rate of total entropy generation $\ddot{S}_{gen}$ in kW/K can be found from the entropy balance $\ddot{S}_{gen} + \dot{m}\,(s_1 - s_2) = 0.0$.
- The entropy increase principle is satisfied because s_{gen} has a positive value.

الملاحظات

- اذا كان معدل الجريان الكتلي معلوماً, يمكن حساب معدل توليد الانتروبي الكلي ($\ddot{S}_{gen}$ in kW/K) من معادلة توازن الانتروبي ($\ddot{S}_{gen} + \dot{m}\,(s_1 - s_2) = 0.0$)
- لقد تحقق مبدأ ازدياد الانتروبي لهذه المنظومة لان قيمة (s_{gen}) موجبة.

6.16 Isentropic Efficiency

We defined the efficiency of a heat engine, in chapter 5, as the ratio of work output to heat input to the engine. Thus efficiency is an indicator of the performance for the heat engine. Clearly, the above definition is relevant to reversible processes, because there is no mention of heat or friction losses. However, in real life, processes are always accompanied by some form of losses to the system surroundings. Thus, all thermodynamic processes are irreversible, and reversibility is only an idealisation to simplify the analysis. So, how can we assess the performance of steady flow devices that waste some energy?

6.16 الكفاءة الايسنتروبية

لقد عرّفنا كفاءة المحرك الحراري في الفصل الخامس على أنها نسبة الشغل المنتج إلى كمية الحرارة الداخلة إلى المحرك. لذلك, فالكفاءة هي مؤشر لأداء المحرك الحراري. ولعدم وجود اي ذكر لفقدان الطاقة سواء كان بسبب تسرب الحرارة أو الاحتكاك, فمن الواضح أن التعريف أعلاه يتعلق بالعمليات الانعكاسية فقط. وفي واقع الحال, تكون العمليات دائماً مصحوبة بشكل من أشكال المفقودات الى محيط المنظومة. وعليه فإن جميع العمليات الثرموديناميكية هي عمليات غير انعكاسية, وان قابلية الانعكاس هي مجرد افتراض لتبسيط التحليلات. اذن, كيف يمكننا تقييم أداء أجهزة الجريان المستقر التي تهدر بعض الطاقة الى محيطها ؟

To answer the question, we first need a **parameter** to indicate how well devices such as turbines, pumps, compressors and nozzles perform in real life. Mostly, these devices are thermally insulated and therefore operate under irreversible adiabatic conditions. Perhaps the best way to define the performanc is to compare the actual irreversible process of the system to an equivalent ideal reversible process. It is well known that the ideal process equivalent to an irreversible adiabatic process is the isentropic process. Thus, the amount of actual energy spent during an adiabatic process divided by the energy spent by an equivalent isentropic process would provide a good measure of performance. This parameter is known as the **isentropic efficiency** which will be defined and studied for some of the common equipment.

للاجابة على السؤال, نحتاج اولاً ايجاد **مَعلَمة** تشيرإلى جودة أداء أجهزة مثل التوربينات والمضخات والضواغط والفوهات في الحياة الواقعية. وبما ان هذه الأجهزة غالباً ما تكون معزولة حرارياً, لذلك فهي تعمل في ظل ظروف اديباتية غير انعكاسية, اذن ان أفضل طريقة لتعريف اداءها هي مقارنة عملياتها الفعلية غير الانعكاسية بالعمليات المثالية الانعكاسية المكافئة لها. ومن المعروف أن العملية المثالية المكافئة للعملية الاديباتية هي العملية الايسنتروبية, لذلك فإن كمية الطاقة الفعلية التي تُنفق أثناء عملية اديباتية مقسومة على كمية الطاقة المستهلكة بواسطة عملية ايسنتروبية مكافئة لها تمنح مقياسًا جيدًا للأداء. تُعرف هذه المعلمة باسم **الكفاءة الايسنتروبية**, وسنقوم بتعريفها ودراستها لبعض المعدات الشائعة في الفقرات القادمة.

6.16.1 Isentropic Efficiency of Compressors and Pumps

6.16.1 الكفاءة الايسنتروبية للضواط والمضخات

Efficiency is the ratio of the **isentropic work** input to the system w_{is} to the actual work input w_{ac}. Accordingly, the isentropic efficiency for a compressor η_{comp} is expressed as

الكفاءة الايسنتروبية لهذه الاجهزة هي نسبة **الشغل الايسنتروبي** المجهز للمنظومة (w_{is}) إلى الشغل الفعلي (w_{ac}). وعليه تُعطى الكفاءة الايسنتروبية للضاغط (η_{comp}) وفقاً للمعادلة التالية

$$\eta_{comp} = \frac{w_{is}}{w_{ac}} \qquad (6.39)$$

If we ignore the kinetic energy and potential energy effects in the energy equation (Eqn. 4.36), the work done to compress a gas adiabatically becomes equal to the enthalpy change,

واذا اهملنا تأثير كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة في معادلة الطاقة (المعادلة 4.36), فإن الشغل المبذول لرفع ضغط الغاز اديباتياً يصبح مساويًا لمقدار التغييرفي الانثالبي,

$$q - w = [h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g\,(z_2 - z_1)] \qquad (Eqn.4.36)$$

For adiabatic processes, وللعمليات الاديباتية,

$q = 0.0$ and $KE = 0.00,\ PE = 0.0$

$$w = h_2 - h_1$$

For an adiabatic compression from P_1 to P_2, the process is illustrated in Fig 6.12. Two compression curves are shown on the **h-s diagram**; one for the actual irreversible process, and the other for the isentropic compression.

يوضح الشكل (6.12) عملية الانضغاط الاديباتتي من (P_1) إلى (P_2), حيث يظهر منحنيان للعملية في **مخطط (h-s),** أحدهما للعملية الفعلية غيرالانعكاسية, والآخر لعملية الانضغاط الانعكاسية.

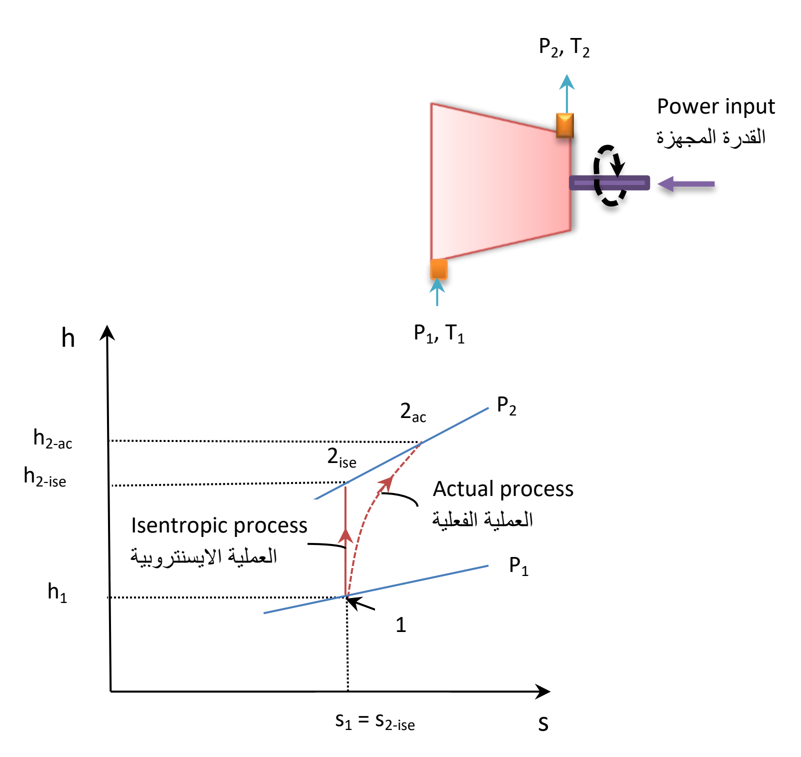


Figure 6.12 The h-s diagram for adiabatic gas compression

الشكل 6.12 مخطط (h-s) للانضغاط الاديباتي لغاز معين

Fig. 6.12 is a typical Enthalpy-Entropy diagram, abbreviated as **h-s diagram** and also known as the **Mollier diagram**. The gas enters the compressor at the inlet conditions and leaves at a higher pressure. The dotted curve represents the irreversible adiabatic compression starting at 1 with the enthalpy value h_1, and ending at 2_{ac} with the actual enthalpy value h_{2-ac} at the exit. While the isentropic compression line starts at 1 with h_1, and ends at 2_{1se} with the enthalpy value h_{2-ise} at the exit. For the isentropic compression, we have ($s_1 = s_{2-ise}$). Where s_{2-ise} refers to the isentropic specific entropy at the exit which is constant and equal

يُعد الشكل (6.12) نموذجاً لمخطط الأنثالبي ضد الإنتروبي, والذي يدعى اختصاراً **مخطط (h-s)**, ويسمى ايضاً **مخطط موليز**. وفي هذه الحالة, يدخل الغاز إلى الضاغط بالظروف السائدة ويخرج منه بضغط أعلى. يمثل المنحنى المنقط عملية الانضغاط الاديباتية الفعلية, حيث يبدأ عند النقطة 1 بقيمة الانثالبي (h_1), وينتهي في نقطة الخروج (2_{ac}) بقيمة الاثالبي الفعلية (h_{2-ac}). بينما يبدأ خط الانضغاط الايسنتروبي عند 1 بقيمة الانثالبي (h_1) وينتهي في نقطة الخروج (2_{1se}) بقيمة الانثالبي (h_{2-ise}). وبالنسبة للانضغاط الايسنتروبي, تُطبق العلاقة ($s_1 = s_{2-ise}$), حيث يشير الرمز (s_{2-ise}) إلى الإنتروبي الايسنتروبية النوعية في موقع خروج الغاز, وهي ثابتة المقدار وتساوي

to the entropy at the inlet of the compressor s_1. The isentropic work w_{ise} and actual work done w_{ac} are expressed as

الانتروبي في موقع دخول الغاز الى الضاغط (s_1). يمكننا صياغة معادلتي الشغل الايسنتروبي (w_{ise}) والشغل الفعلي (w_{ac}) كما يلي

$$w_{ise} = h_{2-ise} - h_1$$

$$w_{ac} = h_{2-ac} - h_1$$

$$\eta_{comp} = \frac{w_{ise}}{w_{ac}} \quad \text{(Eqn. 6.39)}$$

Substitution yields وبالتعويض نحصل على

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2-ise} - h_1}{h_{2-ac} - h_1} \quad (6.40)$$

Similarly, an equation for the isentropic efficiency of a pump η_{pump} can be developed as follows

يمكن اشتقاق معادلة للكفاءة الايسنتروبية للمضخة (η_{pump}) بطريقة مماثلة على النحو التالي

$$\eta_{pump} = \frac{h_{2-ise} - h_1}{h_{2-ac} - h_1} \quad (6.41)$$

The isentropic work is done on the liquid being pumped:
الشغل الايسنتروبي هو الشغل المبذول في المضخة لرفع ضغط السائل:

$$dw_{ise} = p\,dv$$

$$dq = dw_{ise} + du = P\,dv + du \quad \text{(First law القانون الاول)}$$

For an adiabatic process, للعملية الاديباتية,

$$0.0 = P\,dv + du \quad (6.42)$$

$$h = u + Pv$$

$$dh = (du + P\,dv) + v\,dP$$

Combining the above equations, we get: وبدمج المعادلتين اعلاه نحصل على:

$$dh = v\,dP$$

Integration yields, يمنح التكامل,

$$h_{2-ise} - h_1 = v\,(P_2 - P_1)$$

Substitution in equation 6.41: نعوض في المعادلة (6.41):

$$\eta_{pump} = \frac{v\,(P_2 - P_1)}{h_{2-ac} - h_1} \quad (6.43)$$

6.16.2 Isentropic Relationships

6.16.2 العلاقات الايسنتروبية

The **isentropic relationships** for an ideal gas with constant specific heats, or a perfect gas, are deduced from the relationship $P V^{\gamma} = C$ as follows

تُستنبط **العلاقات الايسنتروبية** للغاز التام, اي الغاز المثالي ثابت الحرارة النوعية, من العلاقة ($P V^{\gamma} = C$) كما يلي

$$\gamma = C_p/C_v$$

$$P\, v^{\gamma} = C$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma} \qquad (6.44)$$

$$PV = RT \quad \text{thus} \quad P = RT/v, \quad (RT/v)\, v^{\gamma} = C, \quad T.\, v^{\gamma-1} = C$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1} \qquad (6.45)$$

Similarly:

وبطريقة مماثلة نحصل على:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \qquad (6.46)$$

When specific heats of an ideal gas vary with temperature, the isentropic relations are defined in terms of **relative pressure** P_r and **relative volume** v_r as follows

اما اذا كانت الحرارة النوعية للغاز المثالي متغيرة مع درجة حرارة, فتُكتب العلاقات الايسنتروبية بدلالة **الضغط النسبي** (P_r) **والحجم النسبي** (v_r) على النحو التالي

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \qquad (6.47)$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}} \qquad (6.48)$$

Where

حيث ان

$$P_r = \text{Exp}\left(\frac{s^o}{R}\right)$$

$$v_r = \frac{T}{P_r}$$

The relative pressure and relative volume are **dimensionless quantities** which are function of temperature only. The values of P_r and v_r are tabulated against temperature in tables for the ideal gas properties of air and other common gases such as nitrogen, oxygen, hydrogen and carbon dioxide. Thus, the properties of a gas can be determined from the tables if P_r or v_r is known.

الضغط النسبي والحجم النسبي عبارة عن **كميات لابعدية** او **كميات غير بعدية**, وهي دالة لدرجة الحرارة فقط. وقد ادرجت قيم (P_r) و (v_r) مقابل درجة الحرارة في جداول الخواص المثالية للهواء وكذلك للغازات الشائعة الاخرى مثل الاوكسيجين والنايتروجين والهايدروجين وثاني اوكسيد الكاربون. وعليه, يمكن تحديد قيم خواص الغاز من الجداول إذا كانت قيمة اي من (P_r) و (v_r) معلومة.

Example 6.12

Air is compressed adiabatically from 1.5 bar and 295 K to 11.1 bar. If the isentropic efficiency of the compressor is 85%, find the final temperature.

المثال 6.12

يُضغط الهواء ادياباتياً من (1.5 bar) و (295 K) إلى (11.1 bar). إذا كانت الكفاءة الايسنتروبية للضاغط تساوي 85٪, أوجد درجة الحرارة النهائية.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$P_1 = 1.5 \text{ bar} = 150 \text{ kPa},\ T_1 = 295 \text{ K}.\ P_2 = 11.1 \text{ bar} = 1110 \text{ kPa},\ \eta_{comp} = 85\%$$

Find

T_2

اوجد

T_2

Assumptions

- The compressor is thermally insulated
- Steady flow compression process
- The air is a perfect gas
- Kinetic and potential energies negligible

الافتراضات

- الضاغط معزول حرارياً
- عملية الانضغاط هي عملية مستقرة الجريان
- الهواء غاز تام
- يهمل تأثيركل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Analysis

We consult the table for the ideal gas properties of air to read the enthalpy h_1 and the relative pressure P_{r1} at 295 K,

التحليلات

نستعين بجدول خواص الغازات المثالية للهواء لقراءة قيمة الانثالبي (h_1) والضغط النسبي (P_{r1}) عند (295 K),

$$h_1 = 295.17 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r1} = 1.3068$$

Next, we determine the relative pressure P_{r2} using equation 6.47,

وبعد ذلك, نقييم الضغط النسبي (P_{r2}) باستخدام المعادلة (6.47),

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \qquad \text{(Eqn. 6.47)}$$

$$\frac{1110}{150} = \frac{P_{r2}}{1.3068}$$

$$P_{r2} = 9.67$$

Now, we can use the tables to find the isentropic enthalpy h_{s2} at the relative pressure $P_{r2} = 9.67$ at the compressor exit,

الآن, يمكننا استخدام الجداول لإيجاد مقدار الانثالبي الايسنتروبية (h_{s2}) عند الضغط النسبي ($P_{r2} = 9.67$) للهواء الخارج من الضاغط ,

$$h_{2\text{-}ise} \approx 523.63 \text{ kJ/kg}$$

The actual enthalpy at the exit of the compressor is then calculated by equation 6.40, and read the temperature that corresponds to $h_{2\text{-}ac}$ is from the tables.

ثم نحسب قيمة الانثالبي الفعلية للهواء الخارج من الضاغط باستخدام المعادلة (6.40), ونقرا درجة الحرارة المقابلة لـلانثالبي ($h_{2\text{-}ac}$) من الجداول.

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2-ise} - h_1}{h_{2-ac} - h_1} \qquad \text{(Eqn. 6.40)}$$

$$0.85 = \frac{523.63 - 295.17}{h_{2-ac} - 295.17}$$

$$h_{2\text{-}ac} = 563.946 \text{ kJ/kg}$$

T_2 corresponding to 563.946 kJ/kg from properties tables ≈ 558 K

تم تقدير درجة الحرارة من جداول خواص الهواء المثالية وقد تختلف قيمتها قليلاً حسب الجداول المستخدمة.

Comments

الملاحظات

More accurate values of the results can be obtained by linear interpolation from the tables.

يمكننا الحصول على قيم اكثر دقة للنتائج من الجداول باسستخدام طريقة الاستيفاء الخطي.

6.16.3 Isentropic Efficiency of Turbines

6.16.3 الكفاءة الايسنتروبية للتوربينات

The isentropic efficiency η_{tur} for expanding a gas or a vapour in a thermally insulated turbine is expressed as

تُحسب الكفاءة الايسنتروبية (η_{tur}) لتمدد غاز أو بخار في توربين معزول حرارياً باستخدام المعادلة التالية

$$\eta_{tur} = \frac{\text{Actual work output}}{\text{Isentropic work output}} = \frac{w_{ac}}{w_{ise}} \qquad (6.49)$$

$$\eta_{tur} = \frac{h_1 - h_{2-ac}}{h_1 - h_{2-ise}} \qquad (6.50)$$

Example 6.13

Steam at 7 MPa and 550°C is expanded adiabatically in a turbine to 50 kPa and 150°C. Sketch the T-s and h-s diagrams and determine the isentropic efficiency of the turbine.

المثال 6.13

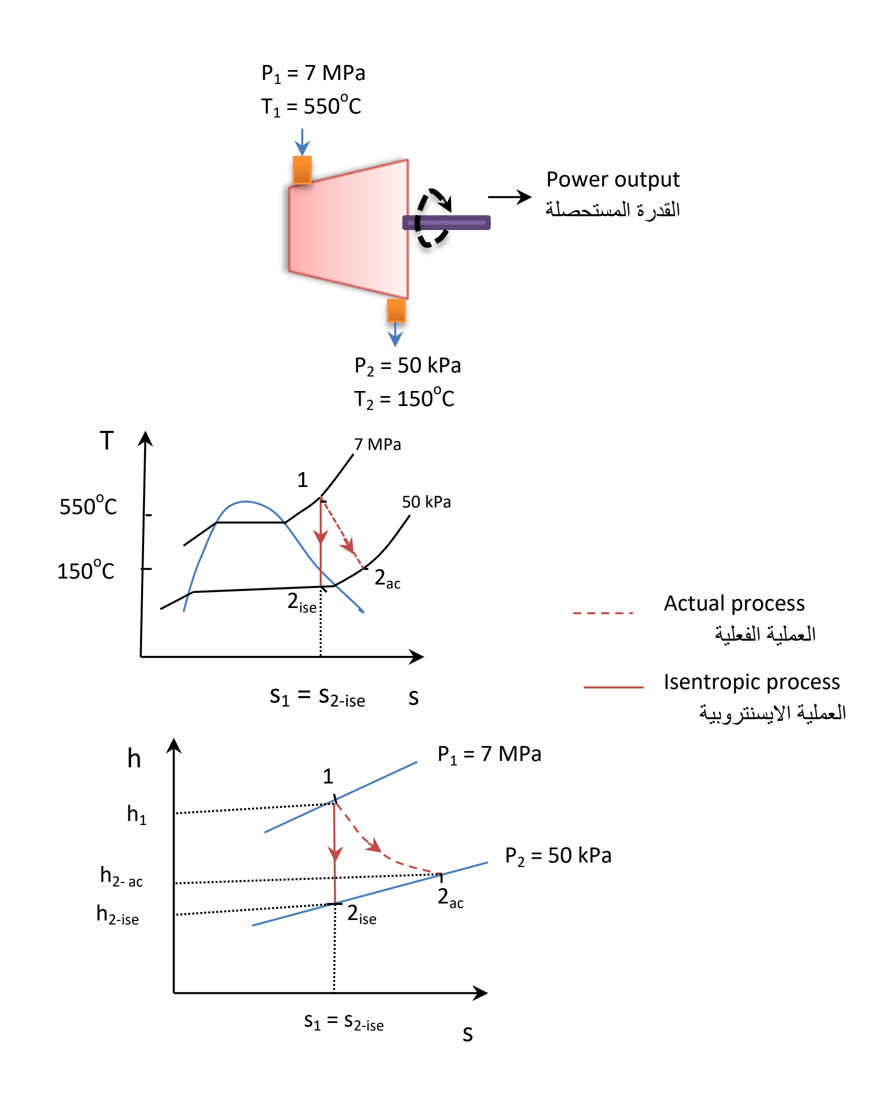
يتمدد بخار الماء اديباتياً في توربين معين من (7 MPa) و (550°C) إلى (50 kPa) و (150°C). ارسم مخططات (T-s) و (h-s) ثم اوجد الكفاءة الايسنتروبية للتوربين.

Solution

الحل

Given

المعلوم



Schematic for example 6.11 رسم تخطيطي للمثال 6.11

Find

اوجد

The isentropic efficiency of the turbine η_{tur}

الكفاءة الايسنتروبية للتوربين (η_{tur})

Assumptions

الافتراضات

- Steady flow expansion process
- Kinetic and potential energies negligible

- عملية التمدد عملية مستقرة الجريان
- يُهمل تأثير كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Analysis

التحليلات

We read the enthalpy and entropy values from the superheated steam tables,

نستخرج قيم الانثالبي والانتروبي من جداول بخار الماء المحمص,

h_1 at 7 MPa and 550°C = 3530.9 kJ/kg

s_1 = 6.9486 kJ/kgK (the value vary according to steam tables)
(تعتمد قيم الخواص على النسخة المستخدمة من جداول بخار الماء)

h_{2-ac} at 50 kPa and 150°C = 2780.1 kJ/kg

To calculate h_{2-ise}, we need to find the dryness fraction x of the steam, because the steam becomes wet at the end of the isentropic expansion as indicated on the T-s diagram.

لحساب (h_{2-ise}), نحتاج قيمة نسبة الجفاف (x) للبخار, وذلك لأن البخار يصبح رطبًا في نهاية التمدد الاينستروبي كما هو موضح في مخطط (T-s).

$s_{2-ise} = s_1$ = 6.9486 kJ/kgK (isentropic process)

Usig the saturated steam tables at (50 kP) نستخدم جداول بخار الماء المشبع عند الضغط

s_g = 7.5930 kJ/kgK, s_f = 1.0911 kJ/kgK

Note that s_{2-ise} is less than s_g which indicates that the steam is actually wet.
لاحظ ان قيمة (s_{2-ise}) هي اقل من (s_g) مما يشير الى ان البخار هو فعلاً بخار رطب.

$s_{2-ise} = s_f + x\,(s_g - s_f)$

$6.9486 = 1.0911 + x\,(7.5930 - 1.0911)$

$x = 0.9$

$h_{2-ise} = h_f + x \,.\, h_{fg} = 340.538 + 0.9 \times 2304.67$

h_{2-ise} = 2414.741 kJ/kgK

The isentropic efficiency is calculated by equation 6.50,

نحسب الكفاءة باستخدام المعادلة (6.50),

$$\eta_{tur} = \frac{h_1 - h_{2-ac}}{h_1 - h_{2-ise}} \qquad \text{(Eqn. 6.50)}$$

$$\eta_{tur} = \frac{3530.9 - 2780.1}{3530.9 - 2414.741} = \underline{0.672 = 67.2\%}$$

The answer may vary slightly according to tables used.

قد تختلف النتيجة قليلاً حسب الجداول المستخدمة.

6.16.4 Isentropic Efficiency of Nozzles

6.16.4 الكفاءة الايسنتروبية للفوهات

The isentropic efficiency of an adiabatic nozzle η_{noz} is defined as the actual kinetic energy at the exit of the nozzle divided by the isentropic kinetic energy,

تُعرَف الكفاءة الايسنتروبية للفوهة الاديباتية (η_{noz}) (اي عدم وجود انتقال حرارة) على انها مقدار الطاقة الحركية في مخرج الفوهة مقسومة على الطاقة الحركية الايسنتروبية.

$$\eta_{noz} = \frac{\text{Actual kinetic energy at exit (J/kg)}}{\text{Isentropic kinetic energy at exit (J/kg)}} = \frac{\frac{1}{2} v_{2-ac}^2}{\frac{1}{2} v_{2-ise}^2} \qquad (6.51)$$

v_2 is the velocity of the fluid at the exit of the nozzle. Note that, the relation between enthalpy change and kinetic energy was developed in chapter 4.

يمثل الرمز (v_2) سرعة المائع عند خروجه من الفوهة. لاحظ ان اشتقاق العلاقة بين الانثالبي والطاقة الحركية كان قد انجز في الفصل الرابع.

$$h_1 - h_2 = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$ (units are (J/kg) الوحدات لجميع الكميات هي) (Eqn. 4.37)

Disregarding the normally low inlet velocity, and using the actual and isentropic enthalpies, we arrive at:

وباهمال سرعة دخول المائع المنخفضة عادة واستخدام قيم الانثالبي الفعلية والايسنتروبيسة نحصل على:

$$h_1 - h_{2\text{-}ac} = \frac{v_{2-ac}^2}{2}$$

$$h_1 - h_{2\text{-}ise} = \frac{v_{2-ise}^2}{2}$$

Substitution in equation (6.51) وبالتعويض قي المعادلة

$$\eta_{noz} = \frac{h_1 - h_{2-ac}}{h_1 - h_{2-ise}} \qquad (6.52)$$

The isentropic efficiency of the nozzle may exceed 90% due to the small energy losses from the fluid running through the nozzle.

وقد تتجاوز الكفاءة الايسنتروبية للفوهة 90٪ بسبب ضآلة مفقودات الطاقة من المائع الذي يمرعبر الفوهة.

Example 6.14

المثال 6.14

Air, at 250 kPa and 725°C, is expanded adiabatically through a nozzle to a pressure of 150 kPa. The isentropic expansion takes place according to $PV^{1.342} = C$ and the actual expansion follows $PV^{1.3} = C$. Evaluate the isentropic efficiency of the nozzle. Assume that the specific heat of air remains constant throughout the expansion process.

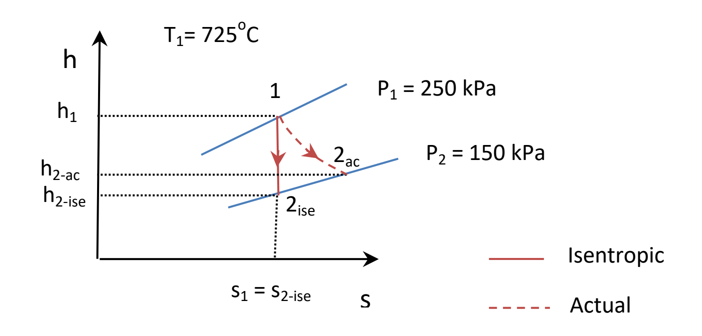
يتمدد الهواء اديباتياً نتيجة مروره في فوهة معينة من الضغط (250 kPa) ودرجة الحرارة (725°C) الى الضغط (150 kPa). يحدث التمدد الايسنتروبي بموجب المعادلة ($PV^{1.342} = C$), بينما يحدث التمدد الفعلي وفقاً للمعادلة ($PV^{1.3} = C$). اوجد الكفاءة الايسنتروبية للفوهة. افترض أن الحرارة النوعية للهواء تبقى ثابتة اثناء عملية التمدد.

Solution

الحل

Given

المعلوم



Schematic for example 6.12 رسم تخطيطي للمثال (6.12)

Find

اوجد

The isentropic efficiency of the nozzle η_{noz}

الكفاءة الايسنتروبية للفوهة (η_{noz})

Assumptions

الافتراضات

- Air is a perfect gas
- Heat losses are negligible
- The velocity at the inlet is negligible
- Steady flow expansion process

- الهواء غاز تام
- تهمل المفقودات الحرارية
- سرعة الهواء في المدخل مهملة
- عملية التمدد في الفوهة عملية مستقرة الجريان

Analysis

التحليلات

We can express enthalpies in terms of temperature and specific heat as follows

يمكننا كتابة الانثالبي بدلالة درجة الحرارة والحرارة النوعية على النحو التالي

$$\eta_{noz} = \frac{h_1 - h_{2-ac}}{h_1 - h_{2-ise}} \qquad \text{(Eqn. 6.52)}$$

$$\eta_{noz} = \frac{C_{P-av}\,(T_1 - T_{2-ac})}{C_{p-av}\,(T_1 - T_{2-ise})} = \frac{(T_1 - T_{2-ac})}{(T_1 - T_{2-ise})}$$

C_{P-av} = the average specific heat at constant pressure

متوسط قيمة الحرارة النوعية بثبوت الضغط = (C_{P-av})

We can evaluate T_{2-ac} and T_{2-ise} from the given relationships:

نستطيع حساب كل من (T_{2-ac}) و(T_{2-ise}) باستخدام العلاقات المذكورة في نص المثال:

For the isentropic expansion, للتمدد الايسنتروبي,

$P\,v^{1.342} = C, \quad P\,v = RT$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \qquad \text{(En. 6.46)}$$

$$\frac{T_{2-ise}}{725+273} = \left(\frac{150}{250}\right)^{(1.342-1)/1.342}$$

T_{2-ise} = 876.2 K

For the actual expansion, وللتمدد الفعلي,

$$\frac{T_{2-ac}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n}$$

$$\frac{T_{2-ac}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n}$$

$$\frac{T_{2-ac}}{725+273} = \left(\frac{150}{250}\right)^{(1.3-1)/1.3}$$

T_{2-ac} = 887.371 K

$$\eta_{noz} = \frac{(T_1 - T_{2-ac})}{(T_1 - T_{2-ise})} = \frac{998 - 887.371)}{998 - 876.2}$$

η_{noz} = <u>0.908 = 90.8 %</u>

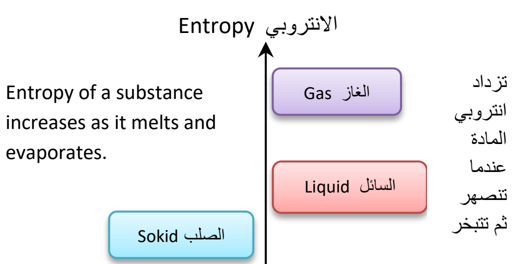
6.17 Third law and Entropy

We have mentioned the **third law of thermodynamics** in chapter 5 stating *that the absolute zero is unattainable in practice*. This is according to the **Fowler-Guggenheim statement** of the third law. Looking at entropy of a system microscopically, it appears that an increase in **thermal randomness** or disorder of molecules causes an increase in entropy. Disorder is defined as the number of possible molecular **microstates** to make up a **macroscopic state**. Thus, entropy can be considered as *a measure of molecular disorder*. The microscopic approach to entropy is dealt with extensively in the field of statistical thermodynamics. We know that the motion of molecules is different in each phase of matter. Gas molecules vibrate and move freely at a relatively high speed. The molecules of a liquid exhibit a more restricted movement, while those of a solid vibrate continuously creating uncertainty about their position. The vibration of solid molecules diminishes with decreasing temperature, and the molecules tend to become motionless at the absolute zero. Thus, *the entropy of pure solids is equal to zero at the absolute zero which is* -273.15^oC. This is another statement of the third law. Based on that, we can write another formulation for the **Fowler-Guggenheim statement** of the third law of thermodynamics as follows: *it is impossible by any method, no matter how idealised, to reduce the entropy of a system to its zero value in a finite number of operations*. The zero point entropy is called **absolute entropy**. Absolute entropy is considered as a useful tool in thermodynamic analyses of chemical reaction.

Note that an increase in entropy is always associated with increase of disorder (solid to liquid to gas). In addition, the Increse in entropy means lower **quality of thermal energy**. For example, the water in a lake at 15^{o}C has a high amount of thermal energy with a high value of entropy, but the low quality thermal energy cannot be converted into useful work.

6.17 القانون الثالث والانتروبي

تطرقنا في الفصل الخامس الى **القانون الثالث لديناميك** الحرارة الذي ينص على انه *من غير الممكن تحقيق الصفر المطلق في الممارسات العملية*,وهذا يتوافق مع **منطوق فاولر وغوغنهايم** للقانون الثالث. فاذا تمعنا مجهرياً في إنتروبي المنظومة سيظهر لنا بأن الزيادة في عدم انتظام الجزيئات او **العشوائية الحرارية** يؤدي إلى زيادة في الإنتروبي. ويمكن تعريف عدم انتظام الجزيئات هنا على انه امكانية تكوين **حالة عيانية** من عدد من **الحالات المجهرية**, لذلك, يمكن اعتبار الانتروبي *مقياساً لعشوائية الجزيئات*. ولمزيد من المعلومات نوصي بالرجوع الى مجال ديناميك الحرارة الاحصائية الذي يتناول النهج المجهري للإنتروبي بكل تفاصيله. نحن نعلم أن حركة الجزيئات تختلف في كل طور من اطوار المادة, حيث تهتز جزيئات الغاز وتتحرك بحرية وبسرعة عالية نسبيًا, بينما تتبنى جزيئات السائل حركة أكثر تقييدًا, في حين أن جزيئات المادة الصلبة في حركة اهتزازية مستمرة مما يخلق حالة عدم استقرار لتموضعها. ويتضاءل اهتزاز الجزيئات الصلبة مع انخفاض درجة الحرارة بحيث تكاد ان تتوقف حركتها عند بلوغ الصفر المطلق. ولذلك, *فإن إنتروبي المواد الصلبة النقية تساوي الصفر عند بلوغ درجة الصفر المطلق اي عند* (-273.15^oC), ويُعد هذا النص المنطوق الاخر للقانون الثالث. وبناءً على ذلك, يمكننا كتابة صيغة أخرى **لمنطوق فاولر وغوغنهايم** للقانون الثالث على النحو التالي: *من المستحيل بأي طريقة, مهما كانت مثالية, تقليل مقدار إنتروبي المنظومة إلى الصفر بعدد محدود من العمليات.* وتسمى الانتروبي في نقطة الصفر **الانتروبي المطلقة**, وتُعد الانتروبي المطلقة أداة مفيدة في التحليلات الثرموديناميكية للتفاعلات الكيميائية.



تجدر الاشارة هنا الى أن الزيادة في الانتروبي ترتبط دائمًا بزيادة العشوائية كتحول الصلب الى سائل ثم الى غاز. بالاضافة الى ذلك, تعني الزيادة بالانتروبي انخفاضاً في **جودة الطاقة الحرارية**. فمثلاً, يمتلك ماء البحيرة عند درجة حرارة 15 درجة مئوية كمية عالية من الطاقة الحرارية مقترنة بقيمة عالية من الانتروبي, لكن لايمكن تحويل الطاقة الحرارية منخفضة الجودة إلى شغل مفيد.

It is clear now that we can determine the quantity of thermal energy by the first law. But, to give an indication of quality and usability, it is necessary to know the entropy associated with the second law.

من الواضح الآن بأنه يمكننا تحديد كمية الطاقة الحرارية بموجب القانون الأول, لكن يستوجب معرفة قيمة للانتروبي المرتبطة بالقانون الثاني لمعرفة جودتها وامكانية الاستفادة منها.

6.18 Exergy

6.18 الاكسيرجي

Exergy, or **availability of energy**, is *the potential to perform work by the system in a certain environment.* It can be defined more precisely as, *the maximum useful work that can be obtained during a process that brings the system into equilibrium with the surroundings*. In fact, the surroundings itself could be a heat sink that receives heat from the system. Exergy is related to the state of the system and to the state of the surroundings, and therefore it is a **combination property**. The system is considered in the **dead state** when it is in thermodynamic equilibrium with surroundings. It must have the same temperature and pressure, has no kinetic and potential energies etc., and must also be in chemical equilibrium with the sourroundings. Hence, the system produces the maximum possible work when it undergoes a reversible process from a specified state to the state of the surrounding, that is, to the dead state. Therefore, we can also define **exergy** as the maximum useful work that can be obtained from the system during its transition to the dead state. Some of the exergy can be destroyed when a process is irreversible due to unrecoverable energy losses. On the other hand, according to the first law of thermodynamics, energy is neither created nor destroyed during a process.

الاكسيرجي , أو **توافر الطاقة**, هي *امكانية انجاز الشغل بواسطة المنظومة في بيئة معينة تحيط بها*, ويمكن تعريفها بأكثر دقة على انها *أقصى قدر من الشغل المفيد الذي يمكن الحصول عليه أثناء عملية ثرموديناميكية الذي يجعل المنظومة في حالة توازن مع محيطها*. وفي الواقع, يمكن أن يكون المحيط مستودعاً حرارياً يتلقى الحرارة من المنظومة. ترتبط الاكسيرجي بحالتي المنظومة والمحيط, ولذلك هي **خاصية مركبة**. وتُعتبر المنظومة في **حالة ميتة** عندما تكون في توازن ثرموديناميكي مع المحيط. ويحصل ذلك عندما تتمتع المنظومة بنفس درجة الحرارة المحيط وبنفس ضغطه. اضافة الى ذلك, يجب ان لا تمتلك المنظومة طاقة حركية او طاقة كامنة الخ... وان تكون في حالة توازن كيميائي مع محيطها. بناء على ذلك, تنتج المنظومة أقصى قدر من الشغل الممكن عندما تخضع لعملية انعكاسية تاخذها من حالة محددة إلى الحالة السائدة في محيطها, أي إلى الحالة الميتة. وعليه, نستطيع تعريف **الاكسيرجي** على أنها *أقصى شغل مفيد يمكن الحصول عليه من المنظومة خلال انتقالها الى الحالة الميتة*. يمكن تدمير بعض الاكسيرجي عندما تكون العملية غيرانعكاسية بسبب فقدان الطاقة غير القابلة للاسترداد. من ناحية اخرى, لا يمكن تدميرالطاقة او خلقها من العدم أثناء العملية الثرموديناميكية وفقًا للقانون الأول لديناميك الحرارة.

6.18.1 Exergy of a Closed System

6.18.1 اكسيرجي المنظومة المغلقة

Consider a closed system that consists of 1 kg of a fluid expanding reversibly inside a piston-cylinder device from P_1 to P_0 and from a specific volume v_1 to v_0. The system produces work and at the same time rejects a quantity of heat q_{rej} to a reversible heat engine as shown in Fig. 6.13.

تأمل منظومة مغلقة تتألف من 1 كغم من مائع معين يتمدد انعكاسياً داخل جهاز ألاسطوانة والمكبس من الضغط (P_1) إلى الضغط الجوي (P_0), ومن الحجم النوعي (v_1) إلى (v_0). تقوم هذه المنظومة بتوليد الشغل, وبنفس الوقت تطرح كمية من الحرارة (q_{rej}) إلى محرك حراري انعكاسي كما هو موضح في الشكل (6.13).

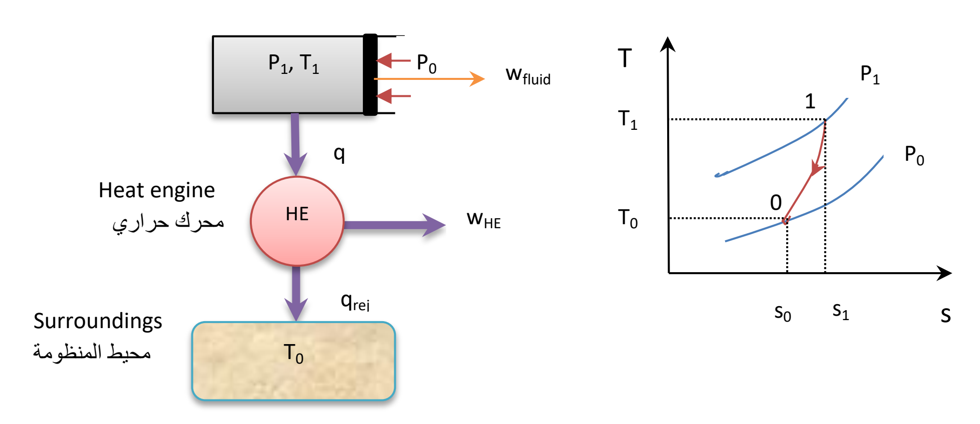


Figure 6.13 The energy exchange system **الشكل 6.13** منظومة تبادل الطاقة

Let us conduct an energy balance for a unit mass based on the fact that the thermal energy entering the piston-cylinder device is positive and energy exiting the system is negative; the work done by the system is positive.

دعونا نجري موازنة الطاقة لوحدة الكتلة استناداً الى حقيقة أن الطاقة الحرارية التي تدخل جهاز أسطوانة المكبس موجبة والطاقة الخارجة من المنظومة سالبة وان الشغل المنجز بواسطة المنظومة موجب,

$$(- q) - (w_{fluid}) = \Delta u \qquad (6.53)$$

Part of the heat supplied to the engine q is used to generate work w_{HE} and the rest is rejected to the surroundings, thus we can write,

لما كانت المنظومة تستهلك جزء من الحرارة (q) التي تجهزها المنظومة الى المحرك في توليد الشغل وتطرح المتبقي منها الى المحيط, لذا يمكننا كتابة,

$$q = w_{HE} + q_{rej} \qquad (6.54)$$

$-zw_{fluid}$ = work done by the fluid in kJ/kg

w_{HE} = work done by the heat engine in kJ/kg

q = heat rejected by the piston-cylinder device and supplied to the heat engine in kJ/kg

q_{rej} is the heat rejected from the system to the environment (kJ/kg)

T_1 = initial temperature inside the cylinder in K

P_1 = initial pressure in Pa

T_0 = temperature of the surroundings in K

P_0 = atmospheric pressure of the surroundings in kPa

Δu = change in internal energy in kJ/kg

w_{fluid} = الشغل المنجز بواسطة المائع بوحدات (kJ/kg)

w_{HE} = الشغل المنجز بواسطة الحرك الحراري (kJ/kg)

q = الحرارة المجهزة للمحرك الحراري من جهاز الاسطوانة والمكبس بوحدات (kJ/kg)

q_{rej} = الحرارة المفقودة من المظومة الى المحيط (kJ/kg)

T_1= درجة حرارة الحالة الابتدائية داخل الاسطوانة (K)

P_1 = الضغط الاولي بوحدات (kPa)

T_0 = درجة حرارة الجو للمحيط بوحدات (K)

P_0 = الضغط الجوي للمحيط بوحدات (kPa)

Δu = التغير في الطاقة الداخلية بوحدات (kJ/kg)

Note that the reversible process does not involve heat transfer due to the difference in temperature (ΔT). Thus the heat exchange between the device at T_1 and the surroundings at T_0 occurs through the reversible heat engine.
The value of q_{rej} for reversible process is expressed as

لاحظ ان العملية الانعكاسية خالية من انتقال حرارة بسبب الاختلاف في درجة الحرارة (ΔT). لذلك, يتم التبادل الحراري بين الجهاز بدرجة (T_1) والمحيط عند (T_0) من خلال المحرك الحراري الانعكاسي.
تُصاغ قيمة (q_{rej}) بدلالة الانتروبي للعملية الانعكاسية كما يلي

$$q_{rej} = T_0 \Delta s$$

Substitute q_{rej} in equation 6.54, بالتعويض في المعادلة (6.54),

$$q = w_{HE} + T_0 \Delta s \qquad (6.55)$$

$\Delta s = s_1 - s_0$ (entropy decrease due to expansion from (مقدار تناقص الانتروبي اثناء عملية التمدد)

Combining equations 6.53 and 6.55, وبجمع المعادلتين (6.53) و (6.55),

$$- w_{fluid} - \Delta u = w_{He} + T_0 \Delta s$$

$$- T_0 \Delta s - \Delta u = w_{fluid} + w_{HE}$$

$$- T_0 (s_1 - s_0) - (u_0 - u_1) = w_{fluid} + w_{HE}$$

$$w_{fluid} + w_{HE} = (u_1 - u_0) - T_0 (s_1 - s_0)$$

The maximum useful work w_{useful} available is the work done by the fluid plus the work done by the engine minus the work done by the atmospheric pressure ($P_o \Delta v$), thus

ان الحد الأقصى لمقدار الشغل المفيد المتاح (w_{useful}) يساوي الشغل الذي ينجزه المائع بالإضافة إلى الشغل الذي ينجزه المحرك مطروحًا منه الشغل المعاكس بسبب تأثير الضغط الجوي ($P_o \Delta v$), اي

$$w_{useful.1} = w_{fluid} + w_{HE} - P_0 (v_0 - v_1) = (u_1 - u_0) - T_o (s_1 - s_0) - P_0 (v_0 - v_1)$$

$$w_{useful.1} = (u_1 - u_0) - T_o (s_1 - s_0) + P_0 (v_1 - v_0) \qquad (6.56)$$

$W_{useful.1}$ is useful available work = the total exergy of closed system ($Ex_{system.1}$) at state 1
الشغل المفيد المتاح ($W_{useful.1}$) = الاكسيرجي الكلية للمنظومة المغلقة عند الحالة 1 وهي ($Ex_{system.1}$)

$$Ex_{system.1} = m [(u_1 - u_0) - T_0 (s_1 - s_0) + P_0 (v_1 - v_0)] \qquad (6.57)$$

$$Ex_{system.1} = m [(u_1 + P_0 v_1 - T_0 s_1) - (u_0 + P_0 v_0 - T_0 s_0)]$$

$$Ex_{system.2} = m [(u_2 + P_0 v_2 - T_0 s_2) - (u_0 + P_0 v_0 - T_0 s_0)]$$

The change in specific exergy, $\Delta ex_{system} = (ex_{system.2} - ex_{system.1})$ = التغير في الاكسيرجي النوعية

$$\Delta Ex_{system} = Ex_{system.2} - Ex_{system.1} = m (u_2 + P_0 v_2 - T_0 s_2) - (u_1 + P_0 v_1 - T_0 s_1)$$

$$\Delta ex_{system} = (u_2 + P_0 v_2 - T_0 s_2) - (u_1 + P_0 v_1 - T_0 s_1) \qquad (6.58)$$

Equation 6.58 defines the **specific exergy change** for a closed system taken from state 1 to state 2. Since exergy is a property, the exergy change of a system will be zero if there is a no change in the state of the system or surroundings during the process. Also, the exergy change with time of steady flow equipment such as turbines, compressors, pumps and heat exchangers is equal to zero, $ex_{system}/dt = 0$.

تحدد المعادلة (6.58) مقدار **التغير في الاكسيرجي النوعية** للمنظومة المغلقة عند الانتقال من الحالة 1 الحالة 2. ونظراً لأن الاكسيرجي هي خاصية متعلقة بالمنظومة والمحيط, لذا سيساوي مقدار التغير في الاكسيرجي صفراً اذا لم يكن هناك تغير في حالة المنظومة او في حالة المحيط اثناء العملية الثرموديناميكية. كما ان مقدار التغير في الاكسيرجي مع الزمن لمعدات الجريان المستقر كالتوربينات والضواغط و المضخات والمبادلات الحرارية يساوي صفراً, $[(ex_{system}/dt) = 0]$.

6.18.2 Exergy of Steady Flow System

6.18.2 اكسيرجي منظومة الجريان المستقر

The change in specific exergy for a flow stream Δex_{stream} is equal to the specific exergy change of the non-flow system (from state 1 to state of the atmosphere 0), plus the specific exergy change associated with the flow energy. Therefore, the exergy associated with kinetic energy and potential energy plus flow work energy to be added to equation 6.57. The exergy of the flow work energy is expressed as $(P\, v_1 - P_o\, v_1)$, where $(P_o\, v_1)$ is the work done against the atmospheric pressure. We arrive at an equation for (Δex_{stream}) as follows

ان مقدار التغيير في الاكسيرجي النوعية لمائع في مجرى معين (Δex_{stream}) يساوي مقدار التغير في الاكسيرجي النوعية للمنظومة في حالة عدم وجود الجريان (اي من الحالة 1 الى حالة ظروف الجو المحيط 0), مضافاً له مقدار التغير في الاكسيرجي المرتبط بطاقة الجريان. وبناء على ذلك, تضاف مقادير الاكسيرجي المصاحبة لكل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة وطاقة شغل الجريان إلى المعادلة (6.57). وهكذا, تُكتب الاكسيرجي الناجمة عن طاقة شغل الجريان بالصيغة $(P\, v_1 - P_o\, v_1)$, حيث ان $(P_o\, v_1)$ هو الشغل المبذول لمواجهة تأثير الضغط الجوي. نتوصل الى معادلة لتقدير (Δex_{stream}) كما يلي

The specific exergy of the stream is expressed as

تُكتب الاكسيرجي النوعية للمجرى الواحد بالصيغة التالية

$$ex_{stream.1} = (u_1 + P_0\, v_1 - T_0\, s_1) - (u_0 + P_0\, v_0 - T_0\, s_0) + (\frac{V_1}{2}) + g\, z_1 + (P\, v_1 - P_o\, v_1)$$

$$ex_{stream.1} = (u_1 + P\, v_1) - (u_0 + P_0\, v_0) - T_0\, (s_1 - s_0) + (\frac{V_1}{2}) + g\, z_1$$

$$ex_{stream.1} = (h_1 - h_0) - T_0\, (s_1 - s_0) + (\frac{V_1}{2}) + g\, z_1 \qquad (6.59)$$

$$ex_{stream.1} = (h_1 - T_0\, s_1) - (h_0 - T_0\, s_0) \qquad \text{(if PE and KE = 0)} \qquad (6.60)$$

$$\Delta ex_{stream} = ex_{stream\,2} - ex_{stream\,1} = (h_2 - h_1) - T_0\, (s_2 - s_1) + (\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}) + g\, (z_2 - z_1) \qquad (6.61)$$

Note that the stream exergy equations 6.59 and 6.60 were developed for stream (1) relative to the dead state 0, which is the atmospheric conditions, as indicated by the T-s diagram of Fig. 6.13. In fact, the equations can be generalised to any change between two states of the system, and not limited to the change 1-2 indicated by eq. 6.61.

لاحظ أن معادلات الاكسيرجي (6.59) و (6.60) وضعت للمجرى (1) نسبةً إلى الحالة الميتة (0) وهي الظروف الجوية كما هو مبين في مخطط (T-s) من الشكل (6.13). وفي واقع الحال, يمكن تعميم المعادلات لتشمل أي تغير بين حالتي المنظومة, ولا يقتصر الامر على التغير من الحالة 1 الى الحالة 2 المشار اليه في المعادلة (6.61).

Example 6.15

Nitrogen at 1.2 MP and 25°C is kept in a rigid spherical vessel. Evaluate the amount of useful work available for each kg of nitrogen in the tank. Atmospheric pressure = 101.325 kPa, Atmospheric temperature = 25°C,

المثال 6.15

يُحفظ غاز النايتروجين في وعاء كروي صلب الجدار تحت تأثير ضغط مقداره (1.2 MP) ودرجة حرارة (25°C). احسب مقدار الشغل المفيد المتاح لكل كيلوغرام من النايتروجين في الخزان.
الضغط الجوي = (101.325 kPa)
درجة حرارة الغلاف الجوي = (25°C)

R = 0.297 kJ/kgK

Solution

الحل

Given

المعلوم

Nitrogen
غاز النايتروجين

$P_1 = 1.2$ MPa
$T_1 = 25^{o}$C
R = 0.297 kJ/kgK

$P_0 = 101.325$ kPa
$T_0 = 25^{o}$C

Find

The available useful specific work or specific exergy (ex_{system}) for the system which is nitrogen

اوجد

الشغل النوعي المتاح أو الاكسيرجي النوعية (ex_{system}) للمنظومة اي غاز النايتروجين

Assumptions

- Nitrogen is an ideal gas with constant spefic heats
- The kinetic and potential energies are negligible

الافتراضات

- النايتروجين غاز مثالي ثابت الحرارة النوعية
- تهمل كل من الطاقات الحركية و الطاقة الكامنة

Analysis

The specific exergy of the closed system can be determined from equation 6.57,

التحليلات

يمكن تقييم الاكسيرجي النوعية للمنظومة المغلقة باستخدام المعادلة (6.57),

$$ex_{system} = (u_1 - u_0) - T_0\,(s_1 - s_0) + P_0\,(v_1 - v_0) \qquad \text{(Eqn. 6.57)}$$

Since $T_1 = T_0$, $\quad (u_1 - u_0) = 0.0$

$$\therefore ex_{system} = - T_0\,(s_1 - s_0) + P_0\,(v_1 - v_0)$$

$$\Delta s = C_P \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{P_2}{P_1} \qquad \text{(Eqn. 6.23)}$$

$$\Delta s = C_P \ln \frac{T_1}{T_0} - R \ln \frac{P_1}{P_0}$$

$T_1 = T_0$, $\ln \frac{T_1}{T_0} = \ln 1 = 0.0$

$$\therefore \Delta s = (s_1 - s_0) - R \ln \frac{P_1}{P_0}$$

$$ex_{system} = - T_0 (- R \ln \frac{P_1}{P_0}) + P_0 (v_1 - v_0)$$

$P v = R T$ (Nitrogen is an ideal gas (النايترجين غاز مثالي)

Substitution yields وبالتعويض نحصل على

$$ex_{system} = - T_0 (- R \ln \frac{P_1}{P_0}) + P_0 [(R T_1/P_1) - (R T_0/P_0)] \qquad (T_1 = T_0),$$

$$ex_{system} = T_0 (R \ln \frac{P_1}{P_0}) + P_0 [(R T_0/P_1) - (R T_0/P_0)]$$

$$ex_{system} = T_0 (R \ln \frac{P_1}{P_0}) + R T_0 (\frac{P_0}{P_1} - 1) = R T_0 (\ln \frac{P_1}{P_0} + \frac{P_0}{P_1} - 1)$$

$$ex_{system} = 0.297 \times (25+273) (\ln \frac{1200}{101.325} + \frac{101.325}{1200} - 1)$$

$$ex_{system} = \underline{137.732 \text{ kJ/kg}}$$

Comments

- The specific exergy value is 137.732 kJ/kg; it is the maximum attainable useful work per kg from the compressed nitrogen.
- To find the total exergy Ex_{system}, the value 137.732 kJ/kg must be multiplied by the total mass of nitrogen. The mass can be determined from the ideal gas law PV = m RT. Let us consider a vessel of 7.3 m diameter

الملاحظات

- يمثل مقدار الاكسيرجي النوعية (137.732 kJ/kg) أقصى مقدار من الشغل المفيد المتاح لكل كيلوغرام من غاز النايتروجين المضغوط.
- للتوصل الى قيمة الاكسيرجي الكلية (Ex_{system}) ينبغي ضرب المقدار (137.732 kJ/kg) بكتلة النايتروجين الكلية. يمكن تقييم الكتلة باستخدام قانون الغاز المثالي (PV = m RT). لنفترض ان قطر الوعاء الكروي يساوي (7.3 m)

Mass of the nitrogen $m = P V/R T$ كتلة النايتروجين

Volume of the spherical vessel $V = \frac{4}{3} \pi r^3$ = حجم الكرة

$r = d/2 = 7.3/2 = 3.65$

$V = \frac{4}{3} \pi \times 3.65^3 = 203.7 \text{ m}^3$

Mass of the nitrogen = P V/R T = 1200 x 203.7/0.297 x (25+ 273)

Mass of the nitrogen = 2761.846 kg

Ex_{system} = 2761.846 x 137.732 = 3803994.662 kJ = 380.399 MJ

6.18.3 Exergy by Heat Transfer

6.18.3 الاكسيرجي المصاحبة لانتقال الحرارة

The maximum work available, that is the exergy, from a heat transfer process is equivalent to that produced by a Carnot heat engine operating between a heat source at T_1 and surroundings at T_o. Therfore, this work is reversible; it is related to the Carnot efficiency as follows

ان الحد الأقصى من الشغل المتاح, أي الاكسيرجي, الناتج من عملية انتقال الحرارة, يعادل الشغل الذي ينتجه محرك كارنو حراري يعمل بين مصدر حراري درجة حرارته (T_1) والمحيط بدرجة (T_o). لذا يكون هذا الشغل شغل انعكاسي, وهو يرتبط بكفاءة كارنو على النحو التالي

Available work = $(Ex_{heat} = \eta_{carnot} \times Q)$ = الشغل المتاح

For specific values: $ex_{heat} = Ex_{heat}/m$

$$ex_{heat} = (1- \frac{T_0}{T_1})\ q \qquad (6.62)$$

Equation 6.62 gives the specific exegy transfer accompanying heat transfer in kJ/kg. The equation shows that when T_1 is greater than T_0, any heat transfer to the system will increase the exergy.

تمنح المعادلة (6.62) مقدار انتقال الاكسيرجي النوعية المصاحب لانتقال الحرارة بالوحدات (kJ/kg). ويتضح من المعادلة أنه عندما تكون درجة الحرارة (T_1) أكبر من (T_0), فإن أي انتقال للحرارة إلى الى المنظومة سيؤدي الى زيادة بمقدار الاكسيرجي.

6.18.4 Exergy Balance

6.18.4 موازنة الاكسيرجي

The exergy of the system consists of exergy associated with work, exergy associated with heat transfer and the **exergy destroyed** Ex_{dest}; the latter is proportional to the **entropy generated** in the system S_{gen}, thus

تتكون اكسيرجي المنظومة من الاكسيرجي المرتبطة بالشغل, وتلك المرتبطة بانتقال الحرارة, اضافة الى **الاكسيرجي المُدَمرة** (Ex_{dest}), علما ان مقدار الاكسيرجي المدمرة يتناسب طرداً مع **الانتروبي المتولدة** في المنظومة (S_{gen}), اي ان

$$Ex_{dest} = T_0\ S_{gen} \geq 0.0 \qquad (6.63)$$

We recall that the entropy generation is due to irreversibilities during the process.

وكما ذكرنا سابقاً, ان توليد الانتروبي يحصل كنتيجة لوجود اللا انعكاسيات خلال العملية الثرموديناميكية.

The exergy balance for a thermodynamic system is expressed as

تُكتب موازنة الاكسيرجي بالصيغة التالية

Exergy in – Exergy out – Exergy destroyed = Change in exergy of the system

الاكسيرجي الداخلة – الاكسيرجي الخارجة – الاكسيرجي المُدَمرة = مقدار التغير باكسيرجي المنظومة

$$Ex_{in} - Ex_{out} - Ex_{dest} = \Delta Ex_{system} \qquad (6.64)$$

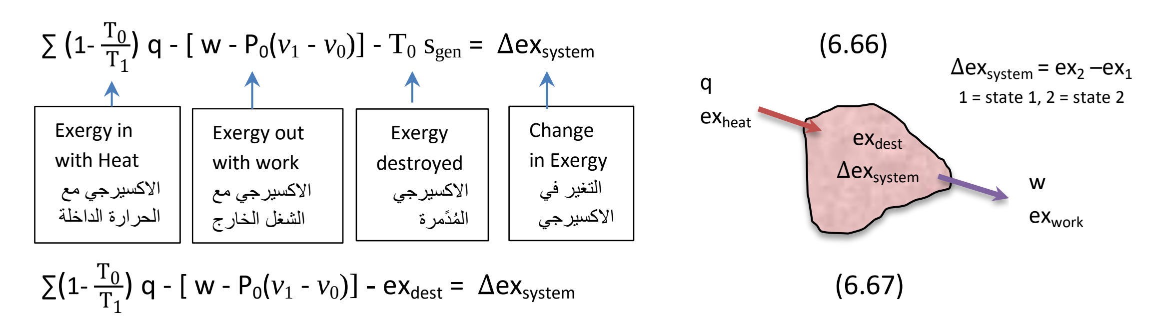
$$\Delta Ex = m\ .\ \Delta ex_{system} \qquad \Delta ex_{system} = ex_{state\ 2} - ex_{state\ 1}$$

$$ex_{in} - ex_{out} - ex_{dest} = \Delta ex_{system} \qquad (6.65)$$

The specific exergy destroyed ex_{dest} is a positive quantity for actual irreversible processes. For reversible processes, ex_{dest} is equal to zero. The specific exergy balance for a **closed system** can now be written as

تُعد الاكسيرجي النوعية المُدمرة (ex_{dest}) كمية موجبة للعمليات الفعلية غير الانعكاسية, بينما يكون مقدار (ex_{dest}) للعمليات الانعكاسية مساوياً الصفر. يمكننا الان كتابة موازنة الاكسيرجي النوعية **للمنظومة المغلقة** كما يلي

$$\Delta ex_{system} = ex_{in} - ex_{out} - ex_{dest} = ex_{heat} - ex_{work} - ex_{dest}$$



Equation 6.67 represents specific exergy balance for any closed system. Note that, for heat input, the sign of the heat exergy (ex_{heat}) is positive, and if heat is rejected, the sign will be negative as in condensers. Also exergy of work (ex_{work}) moving out of the system will be negative and vice versa. The specific exergy balance for a **steady flow system** (no change in Δex_{system} with time) can be expressed as

تمثل المعادلة (6.67) موازنة الاكسيرجي النوعية لاي منظومة مغلقة كانت. وتجدر الاشارة الى ان علامة اكسيرجي الحرارة (ex_{heat}) تكون موجبة عند اكتساب الحرارة, وتكون سالبة عند فقدان الحرارة من المنظومة كما يحصل في اجهزة تكثيف البخار. وتحمل اكسيرجي الشغل (ex_{work}) الخارج من المنظومة علامة السالب والعكس صحيح. يمكننا الآن كتابة موازنة الاكسيرجي النوعية **لمنظومة الجريان المستقر**, بدون تغير في مقدار(Δex_{system}) مع الزمن, كما يلي

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) q - w - ex_{dest} + (ex_{st\,in} - ex_{st\,out}) = 0.0 \qquad (6.68)$$

ex_{heat} ex_{wor}

$$(ex_{st\,in} - ex_{st\,out}) = (h_1 - h_2) - T_0\,(s_1 - s_2) + \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}\right) + g\,(z_1 - z_2) \qquad (\text{Eqn. } 6.61)$$

$ex_{mass\,flow}$ اكسيرجي الجريان

$ex_{work} = w$

$ex_{st\,in}$ → ex_{dest} → $ex_{st\,out}$

ex_{heat}

For a reversible process, $ex_{dest} = 0.0$, and the work in equation 6.68 becomes **reversible work** w_{rev} in kJ/kg. The total exergy balance can be obtained by multiplying equation 6.68 by the mass flow rate of the working fluid $\dot{m}$. The reversible work fora reversible process is determined as follows

وفيما يخص العملية الانعكاسية, ستكون الاكسيرجي المُدَمرة مساوية الصفر ($ex_{dest} = 0.0$), ويصبح الشغل في المعادلة (6.68) **شغلاً انعكاسياً** (w_{rev}) وحداته (kJ/kg). ويمكن الحصول على موازنة الاكسيرجي الكلية بضرب المعادلة (6.68) بمعدل الجريان الكتلي لمائع التشغيل ($\dot{m}$). يُحسب الشغل الانعكاسي للعملية الانعكاسية كما يلي

$$ex_{st.in} = ex_{st\,out} + w_{rev} + ex_{heat} \quad (\text{Eqn. } 6.68) \quad (\text{For work output})$$ (للمعدات التي تولد الشغل)

$$w_{rev} = ex_{st.in} - ex_{st\,out} = (h_1 - h_2) - T_0\,(s_1 - s_2) \quad (\text{For adiabatic or when } T_1 = T_0,\ ex_{heat} = 0.0) \quad (6.68\text{-A})$$

$$w_{rev} = ex_{st.out} - ex_{st\,in} = (h_2 - h_1) - T_0\,(s_2 - s_1) \quad (\text{For work input})$$ (للمعدات التي تزود بالشغل) (6.68-B)

he useful work input minus the reversible work gives the **irreversibility** I.
Or, I = (reversible work - useful work done)

ان الشغل المفيد الداخل للمنظومة ناقصاً الشغل الانعكاسي يعطي مقدار **اللا انعكاسية** (I). او
(I) = (الشغل الانعكاسي - الشغل المفيد المنجز)

$$I = W_{useful.in} - W_{rev.in} \text{ (for work input)} \quad \text{Or} \quad I = W_{rev.out} - W_{useful.out} \text{ (for work output)} \qquad (6.69)$$

6.19 Second Law Efficiency

We have discussed the efficiency and the coefficient of performance in chapter 5, and defined the thermal efficiency as the output divided by input energy. This definition is based on the first law. However, the first law efficiency specifies the quantities of energy and disregards the quality and the form of energy. Also, the first law efficiency does not discriminate between energies available at different temperatures. On the other hand, the second law of thermodynamics provides a performance index that assigns quality to energy. Moreover, the concept or exergy provides a useful measure of energy quality and can be used as a basis to define the **second law efficiency** η_{2nd}.

6.19 كفاءة القانون الثاني

لقد ناقشنا الكفاءة ومعامل الأداء في الفصل الخامس, وعرّفنا الكفاءة الحرارية على أنها مقدار الطاقة المستحصلة من المنظومة مقسوماً على مقدار الطاقة المبذولة, حيث يستند هذا التعريف الى القانون الأول لديناميك الحرارة. لكن كفاءة القانون الأول توظف كميات محددة من الطاقة ولا تشير الى نوع وشكل الطاقة, كما انها لا تميز بين مقادير الطاقة المتوفرة بدرجات حرارة مختلفة. بالمقابل, يمنح القانون الثاني لديناميك الحرارة مؤشراً للأداء يحدد جودة الطاقة. علاوة على ذلك, يمنح مفهوم الاكسيرجي مقياسًا مفيدًا لجودة الطاقة ويمكن استخدامه كأساس لتعريف **كفاءة القانون الثاني** (η_{2nd}).

First we define the second law efficiency for heat engines η_{2nd} *as the ratio of actual thermal efficiency to the reversible efficiency under the same conditions*,

دعونا أولاً نعرف كفاءة القانون الثاني للمحركات الحرارية (η_{2nd}) على أنها *نسبة الكفاءة الحرارية الفعلية إلى الكفاءة الانعكاسية تحت نفس ظروف التشغيل*,

$$\eta_{2nd} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th.rev}} \qquad (6.70)$$

Similarly in terms of coefficient of performance for refrigerators and heat pumps,

وبنفس الطريقة نعرف معامل اداء الثلاجات والمضخات الحرارية

$$\eta_{2nd} = \frac{COP}{COP_{rev}} \qquad (6.71)$$

The second law efficiency can also be defined as the useful work output W_{useful} divided by the maximum possible work output which is the reversible work W_{rev},

نستطيع أيضًا تعريف كفاءة القانون الثاني على أنها الشغل المفيد المستحصل من المنظومة (W_{useful}) مقسومًا على أقصى قدر من الشغل الذي يمكن الحصول عليه منها, اي الشغل الانعكاسي (W_{rev}),

$$\eta_{2nd} = \frac{W_{useful.out}}{W_{rev.out}} \qquad (6.72)$$

For power consuming devices such as compressors, and equipment that operate on a cycle such as a refrigerator, the efficiency is

وفيما يخص الأجهزة المستهلِكة للطاقة مثل الضواغط, والمعدات التي تعمل على اساس الدورة الثرموديناميكية مثل الثلاجة, تُكتب الكفاءة بالصيغة الآتية

$$\eta_{2nd} = \frac{W_{rev.in}}{W_{useful.in}} \quad (6.73)$$

The above definitions are specific to devices that consume or produce useful work. In fact, we can formulate a general definition of second law efficiency based on exergy as: *the ratio of the useful exergy output of a system to the actual exergy consumed in the same system.*

ان التعريفات أعلاه هي خاصة بالأجهزة التي تستهلك أو تنتج الشغل المفيد, ولكن في الواقع يمكننا اعتماد تعريفاً عاماً لكفاءة القانون الثاني على اساس الاكسيرجي على النحو التالي: *الكفاءة هي نسبة الاكسيرجي المفيدة المستحصلة من المنظومة إلى الاكسيرجي الفعلية المستهلكة في نفس المنظومة.*

$$\eta_{2nd} = \frac{Ex_{useful}}{Ex_{consumed}} = \frac{W_{useful}}{Ex_{stream.1} - Ex_{stream.2}} \quad (6.74)$$

For example the useful exergy output of a refrigerator is due to the cooling effect or the thermal energy transferred from the cooling compartment to the ambient. The exergy consumed is that associated with the power or work input to the refrigerator. Note that the second law efficiency for a refrigerator is best determined by equation 6.71.

على سبيل المثال, تصطحب الاكسيرجي المفيدة للثلاجة عملية التبريد, اي لانتقال الطاقة الحرارية من صندوق التبريد الى المحيط. والاكسيرجي المستهلكة هي تلك المرتبطة بالقدرة أو الشغل المبذول في تشغيل الثلاجة. وتجدر الاشارة الى ان أفضل طريقة لتقييم كفاءة القانون الثاني للثلاجة هي استخدام المعادلة (6.71).

Solved examples أمثلة محلولة

Answers may vary according to the tables used

قد تخلف النتائج قليلا حسب الجداول

Example 6.16

المثال 6.16

Determine the useful work wasted in a condenser which receives wet steam of quality 0.90 at 6 kPa and delivers saturated water. Estimate also the exergy destroyed during the process of condensing the steam. Assume the environment temperature to be 25°C.

اوجد مقدارالشغل المفيد المهدور في مكثف للبخار الذي يدخل فيه البخار رطبًا بجودة (0.90) وضغط (6 kPa), ويخرج منه كماء مشبع. احسب أيضاً الاكسيرجي المدمرة أثناء عملية تكثيف البخار. افترض ان درجة حرارة المحيط تساوي (25°C).

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$P_1 = P_2 = 6 \text{ kPa}, \; x = 0.90, \; T_0 = 25+273 = 298 \text{ K}$$

Find

اوجد

1. The useful work wasted which is the exergy change for the process $w_{useful} = ex_1 - ex_2$
2. The exergy destroyed ex_{dest}

1. الشغل المفيد المهدور, اي الاكسيرجي لعملية التكثيف وهي ($w_{useful} = ex_1 - ex_2$)
2. الاكسيرجي المُدمَرة (ex_{dest})

Assumptions

الافتراضات

- The kinetic and potential energies are negligible
- Steady flow process

- تُهمل كل من الطاقة الحركية و الطاقة الكامنة
- عملية التكثيف عملية جريان مستقر

Analysis

التحليلات

To find the potential work or the specific exergy change during the condensation, we apply equation 6.61,

نطبق المعادلة (6.61) لايجاد الشغل الممكن الحصول عليه, اي مقدار التغير في الاكسيرجي النوعية.

$$ex_{st\,2} - ex_{st\,1} = (h_2 - h_1) - T_0\,(s_2 - s_1) + \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}\right) + g\,(z_2 - z_1) \quad , \qquad \text{(from Eqn. 6.61)}$$

For a condenser, the exergy change $(ex_{stream.1} - ex_{strea.2})$ is first determined,

بالنسبة لجهاز التكثيف, المطلوب اولاً هو تقدير $(ex_{stream.1} - ex_{strea.2})$,

$$\left[\left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}\right) + g\,(z_2 - z_1) = 0.0\right], \qquad \therefore \; ex_{st\,1} - ex_{st\,2} = (h_1 - h_2) - T_0\,(s_1 - s_2)$$

From the saturated steam tables at 6 kPa,

ومن جداول بخار الماء المشبع نحصل على,

$$h_1 = h_{f1} + x \, . \, h_{fg1} = 151.5 + 0.90 \times 2415.9 = 2316.81 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_f \text{ at the same pressure} = h_{f1} = 151.5 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = s_{f1} + x \, . \, s_{fg1} = 0.5208 + 0.9 \times 7.8104 = 7.55 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_2 = s_{f2} = s_{f1} = 0.5208 \text{ kJ/kgK}$$

$$w_{useful} = \Delta ex_{stream} = (ex_{st\,1} - ex_{st\,2}) = (2316.81 - 151.5) - 298\,(7.55 - 0.5208) = \underline{160 \text{ kJ/kg}}$$

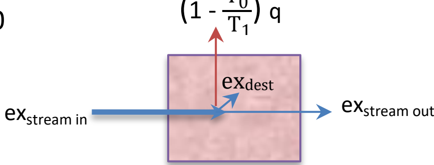
To find ex_{dest}, we apply the exergy balance equation

لايجاد مقدار ex_{dest} نستخدم معادلة موازنة الاكسيرجي

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) q - w - ex_{dest} + (ex_{stream\ in} - ex_{stream\ out}) = 0.0 \qquad \text{(Eqn. 6.68)}$$

For a condenser there is only one stream and (w = 0.0) يوجد مجرى واحد في المكثف, كما ان

$$-\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) q - ex_{dest} + (ex_{stream\ in} - ex_{stream\ out}) = 0.0$$



$$ex_{stream\ in} = ex_{dest} + \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) q + ex_{stream\ out}$$

Exergy balance موازنة الاكسيرجي

Where حيث ان

$$q = h_1 - h_2$$

In this case, the condenser boundary temperature T_1 should be equal to the average temperature of the inlet and outlet of the condenser. However, condensation takes place at constant temperature, therefore the value of T_1 from steam tables at 6 kPa is the saturation temperature which is equal to ($36.2^oC = 309.2$ K.)

في هذه الحالة, يُفترض أن تكون درجة حرارة تخم المكثف (T_1) مساوية لمتوسط درجة الحرارة في المدخل وفي مخرج المكثف. ولكن نظرًا لأن التكثيف يحدث بدرجة حرارة ثابتة, فإن قيمة (T_1) من جداول بخار الماء عند الضغط (6 kPa) هي درجة التشبع التي تساوي ($36.2^oC = 309.2$ K.)

Substitutin q and reaaranging: وبالتعويض واعادة ترتيب معادلة التوازن.

$$ex_{dest} = -\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right)(h_1 - h_2) + (ex_{stream\ in} - ex_{stream\ out})$$

$$ex_{dest} = -\left(1 - \frac{298}{309.2}\right)(2316.81 - 151.5) + 160$$

$$ex_{dest} = \underline{81.576 kJ/kg}$$

Comments

- The useful work per kg wasted in the condenser is 160 kJ/kg and the specific exergy destroyed is 81.576 kJ/kg.
- Note that the signs for work and heat in equation 6.68 are assigned according to the type of equipment. For example, for compressors and pumps, the work input in to the system is positive (+w), while exergy heat transfer to the surroundings is negative (-q). For turbines, work done by the system is negative (-w) and heat losses is also negative (-q). This is according to the exergy balance sign convention stated earlier.

الملاحظات

- مقدار الشغل المفيد لكل كيلوغرام مُهدر في المكثف هو (160 kJ/kg), والاكسيرجي النوعية المُدمرة تساوي (81.576 kJ/kg)
- لاحظ أن اشارة كل من الشغل والحرارة في المعادلة (6.68) توضع وفقًا لنوع الجهاز. فعلى سبيل المثال, بالنسبة للضواغط والمضخات, يكون الشغل الداخل للمنظومة موجباً (+w), بينما تكون اشارة انتقال الحرارة من المنظومة الى المحيط سالبة (-q). وبالنسبة للتوربينات, يحمل الشغل المنجز بواسطة المنظومة اشارة سالبة (-w) وتكون اشارة فقدان الحرارة سالبة ايضاً (-q), وهذا وفقاً لاشارات الاتجاه التي سبق ذكرها في موازنة الاكسيرجي.

Example 6.17

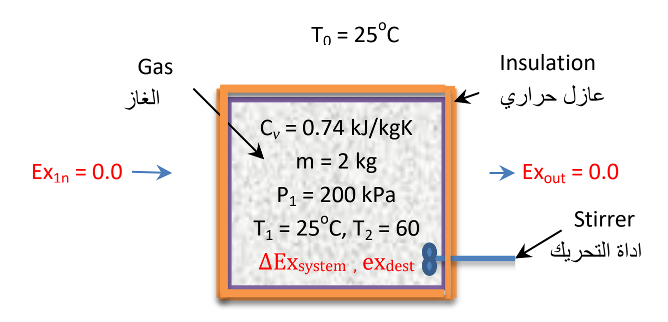
Two kgs of a gas kept in an insulated rigid vessel at a pressure of 200 kPa and a temperature of 25^oC. The gas is stirred until its temperature rises to 60^oC. If the ambient temperature is 25^oC, (a) calculate the total exergy destroyed for the process and (b) perform an exergy balance for the system and determine the reversible work done by the stirring process.

المثال 6.17

يُحفظ كيلوغرامان من غاز معين في وعاء صلب معزول حرارياً عند الضغط (200 kPa) ودرجة الحرارة (25^oC). يتم تحريك الغاز حتى ترتفع درجة حرارته الى (60^oC). فإذا كانت درجة حرارة المحيط (25^oC), احسب (أ) مقدار الاكسيرجي الكلية المدمرة للعملية (ب) قم بإجراء موازنة لاكسيرجي المنظومة وقدر الشغل الانعكاسي الذي تنجزه عملية التحريك. ($C_v = 0.74$ kJ/kgK)

Solution
الحل

Given
المعلوم



Schematic for example 6.15
رسم تخطيطي للمثال 6.15

Find
اوجد

1. The total exergy destroyed Ex_{dest}
2. The reversible work W_{rev}

1. الاكسيرجي الكلية المدمرة (Ex_{dest})
2. الشغل الانعكاسي (W_{rev})

Assumptions
الافتراضات

- The gas is considered as a perfect gas
- The process is adiabatic
- The kinetic and potential enrgies are negligible

- يُعد الغاز غازاً تاماً
- عملية تحريك الغاز أديباتية
- تُهمل كل من الطاقة الحركية و الطاقة الكامنة

Analysis
التحليلات

1. The gas inside the vessel forms a closed system with a constant volume. The specific exergy destroyed ex_{dest} is determined from equation 6.63,

يُشكل الغاز الموجود داخل الوعاء منظومة مغلقة ثابتة الحجم. تُقدر قيمة الاكسيرجي النوعية المدمرة (ex_{dest}) باستخدام المعادلة (6.63),

$$ex_{dest} = T_0\, s_{gen} \geq 0.0 \qquad \text{(Eqn. 6.63)}$$

$$Ex_{destroyed} = m\, .T_0\, s_{gen}$$

s_{gen} is determined from an entropy balance: تُحسب (s_{gen}) من موازنة الانتروبي :

$$(s_{in} - s_{out}) + s_{gen} = \Delta s_{system}$$

For a closed system, there is no mass or heat flow, thus
لا تشتمل المظومة المغلقة على تدفق للكتلة او الحرارة, اذن

$$s_{in} - s_{out} = 0$$

$$s_{gen} = \Delta s_{system}$$

$s_{gen} = \Delta s_{system} = C_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$ (for ideal or perfect gas للغاز التام)

$v_1 = v_2$, $\ln \frac{v_2}{v_1} = 0$ (vonstant volume حجم الوعاء ثابت)

$\therefore\ s_{gen} = C_v \ln \frac{T_2}{T_1} = 0.74 \ln \frac{60+273}{25+273} = 0.0821$ kJ/kg K

$Ex_{destr} = m \,.\, T_0 \,.\, s_{gen} = 2 \times 298 \times = 0.0821 =$ 48.931 kJ

2. To determine the reversible work done on the system, we perform an exergy balance,

2. لتحديد مقدار الشغل الانعكاسي, نُجري موازنة للاكسيرجي,

$Ex_{in} - Ex_{out} = Ex_{dest} + \Delta Ex_{system}$

For a reversible process: للعملية الانعكاسية.

$Ex_{dest} = 0.0$

$\therefore\ \Delta Ex_{system} = W_{rev}$

$\Delta ex_{system} = (u_2 + P_0\, v_2 - T_0\, s_2) - (u_1 + P_0\, v_1 - T_0\, s_1)$ (Eqn. 6.58)

$\Delta Ex_{system} = W_{rev} = (U_2 + P_0\, V_2 - T_0\, S_2) - (U_1 + P_0\, V_1 - T_0\, S_1)$

Since V is constant, وبما ان الحجم ثابت,

$W_{rev} = (U_2 - U_1) - T_0\,(S_2 - S_1) = m.C_v\,(T_2 - T_1) - T_0\, \Delta S_{system}$

$W_{rev} = 2 \times 0.74\,(60 - 25) - 48.931 =$ 2.869 kJ

Comments

The results show that spending 2.869 kJ of reversible work on the system results in raising the temperature from 25°C to 60°C. However, the process is irreversible, and the actual work done on the gas W_{act} is greater than the reversible work W_{rev}.

الملاحظات

تبين النتائج أن إنفاق (2.869 kJ) من الشغل الانعكاسي على المنظومة يؤدي إلى رفع درجة الحرارة من (25°C) إلى (60°C). لكن العملية هي غير انعكاسية ويكون فيها الشغل الفعلي المنجزعلى الغاز (W_{act}) اعظم من الشغل الانعكاسي (W_{rev}).

Example 6.18

Steam at 25 bar and 350°C enters a turbine with a velocity of 150 m/s and leaves at 100°C. Wet steam of a dryness fraction 96% exits the turbine with a velocity of 80 m/s. At steady state the turbine develops work at the rate of 420 kJ/kg. Heat transfer between the turbine and its surroundings takes place at an average surface temperature of 200°C. Determine (a) the specific exergy destroyed and (b) the second law efficiency of the turbine. Take the surroundings conditions as 1 bar and 25°C.

المثال 6.18

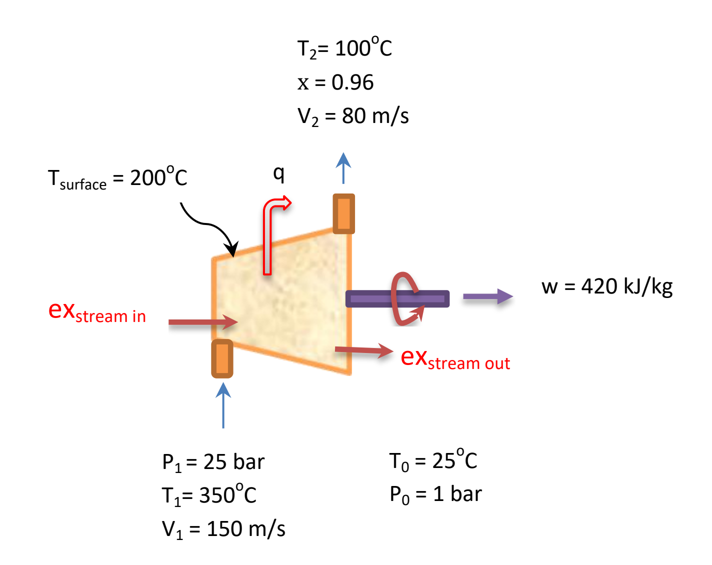
يدخل بخار الماء الى توربين معين بضغط مقداره (25 bar) ودرجة حرارة (350°C) وبسرعة مقدارها (150 m/s), ويخرج منه رطباً بدرجة حرارة (100°C) ونسبة جفاف (96%) وسرعة مقدارها (80 m/s). ففي حالة استقرار الجريان, ينجزالتوربين شغلاً بمعدل (420 kJ/kg), كما يحدث انتقال حرارة بين التورين والمحيط عند متوسط درجة حرارة لسطحه تساوي (200°C). اوجد (أ) مقدار الاكسيرجي النوعية المدمرة (ب) كفاءة القانون الثاني للتوربين. علماً ان الظروف السائدة في محيط التوربين هي (1 bar) و (25°C).

Solution

الحل

Given

المعلوم



Schematic for example 6.16 الشكل التخطيطي للمثال 6.16

Find

(a) The specific exergy destroyed ex_{dest}

(b) The second law efficiency η_{2nd}

اوجد

(أ) مقدار الاكسيرجي النوعية المدمرة (ex_{dest})

(ب) كفاءة القانون الثاني (η_{2nd})

Assumptions

- Steady flow process
- The potential energy is negligible

الافتراضات

- عملية التمدد مستقرة الجريان
- تُهمل كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Analysis **التحليلات**

(a) To calculate the specific exergy destroyed per kg, we apply equations 6.68 and 6.61,

(أ) نطبق المعادلتين (6.68) و (6.61) لايجاد الاكسيرجي النوعية المُدَمرة.

Exergy balance on the turbine: موازنة الاكسيرجي للتوربين:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) q - w - ex_{dest} + (ex_{st\ in} - ex_{st\ out}) = 0.0 \qquad \text{(Eqn. 6.68)}$$

$$ex_{st\ in} - ex_{st\ out} = (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2) + \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}\right) + g (z_1 - z_2) \qquad \text{(Eqn. 6.61)}$$

Neglecting potential energy, وباهمال الطاقة الكامنة,

$$ex_{stream\ in} - ex_{stream\ out} = (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2) + \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}\right) 10^{-3} \qquad \text{(in kJ/kg)}$$

From steam tables, ومن جداول بخار الماء نحصل على:

h_1 at 25 bar (2.5 MPa) and 350°C = 3126.3 kJ/kg (superheated steam)

s_1 at 25 bar (2.5 MPa) and 350°C = 6.8403 kJ/kg

$h_2 = h_f + x \, . \, h_{fg} = 419 + 0.92 \times 2257 = 2676.92$ kJ/kg

$s_2 = s_f + x \, . \, s_{fg} = 1.3071 + 0.96 \times 6.0486 = 6.9849$ kJ/kgK

$$ex_{stream\ in} - ex_{stream\ out} = [\,(3126.3 - 2676.92) - 298\,(6.8403 - 6.9849)\,] + \left(\frac{150^2 - 80^2}{2}\right) 10^{-3}$$

$ex_{st\ in} - ex_{st\ out} = 492.470 + 8.05 = 500.520$ kJ/kg (this is the maximum potential work or useful reversible work output. وهذا هواقصى شغل متاح اي الشغل الانعكاسي المفيد.)

To estimate q, we apply the steady flow energy balance equation:
لتقدير (q), نستخدم معادلة موازنة الطاقة للجريان المستقر:

$h_1 - h_2 = q + w + (KE + PE)$ PE= 0 0.0 (based on (Eqn. 4.43) استناداً الى)

$$q = (h_1 - h_2) - w = (3126.3 - 2676.92) - 420 - \frac{150^2 - 80^2}{2}\, 10^{-3} = 21.33 \text{ kJ/kg}$$

Substitution in the exergy balance , وبالتعويض في معادلة موازنة الاكسيرجي نحصل على,

$$(ex_{st\ in} - ex_{st\ out}) = \left(1 - \frac{T_0}{T_{surface}}\right) q + w + ex_{dest} \qquad \text{(from eqn. 6.68)}$$

$$500.520 = \left(1 - \frac{298}{200+273}\right) 21.33 + 420 + ex_{dest}$$

ex_{dest} = <u>72.628 kJ/kg</u>

(b) The second law efficiency is calculated as follows

(ب) نحسب كفاءة القانون الثاني على النحو التالي

$$\eta_{2nd} = \frac{ex_{useful}}{ex_{consumed}} \quad \text{(Eqn. 6.73)}$$

ex_{useful} is the actual work output, (w = 420 kJ/kg) هو الشغل المنجز المفيد (ex_{useful})

$ex_{consumed} = (ex_{stream\ in} - ex_{stream\ out})$ = 500.520 kJ/kg

$$\eta_{2nd} = \frac{420}{500.520} = 0.839 = \underline{83.9\%}$$

Comments

الملاحظات

1. Note that for the second law efficiency of a turbine, the useful work output (exergy recovered) is divided by the exergy change, or exergy consumed ($ex_{stream\ in} - ex_{stream\ out}$). However, if the equipment is a compressor instead of a turbine, the efficiency is calculated by dividing the exergy change, which is in this case ($ex_{stream\ out} - ex_{stream\ in}$), by the work supplied. This is because the exergy change for a compressor is the useful exergy recovered, and the the work supplied is the exergy consumed.
2. If the temperature of the boundary is equal to T_o, the exergy of the heat transfer will be zero, and the exergy destroyed will be the same as the irreversibility i = (I/m), thus

1. لتقييم كفاءة القانون الثاني للتوربين, نقسم الشغل المفيد المنجز (الاكسيرجي المستحصلة) على مقدار التغيير في الكسيرجي للمجرى اي الاكسيرجي المستهلكة ($x_{stream\ in} - ex_{stream\ out}$). ولكن إذا كان الجهازعبارة عن ضاغط بدلا من التوربين, فتُحسب الكفاءة عن طريق قسمة التغير في الكسيرجي, وهو في هذه الحالة يساوي ($ex_{stream\ out} - ex_{stream\ in}$), على الشغل المجهز للضاغط. ويرجع سبب ذلك الى ان مقدار التغير في الاكسيرجي للضاغط هو الاكسيرجي المفيدة المستحصلة, والشغل المجهز للضاغط هو الاكسيرجي المستهلكة.
2. إذا كانت درجة حرارة التخم مساوية لـ (T_o), ستكون الاكسيرجي المصاحبة لانتقال الحرارة صفراً, وفي هذه الحالة ستكون الاكسيرجي المدمرة مساوية الى اللا انعكاسية i حيث ان (i = I/m), اي

$$ex_{dest} = i = w_{rev} - w_{act}$$

Example 6.19

المثال 6.19

Air at I bar and 25°C is compressed to 8 bar and 150°C by a compressor. Consequently, heat loss from the compressor to the surroundings occurs at a rate of 120 kW/kg. Determine (a) the power input per kg to the compressor and (b) the second law efficiency and the irreversibility for the compressor. Take

يًرفع ضغط الهواء من (I bar) و (25°C) إلى (8 bar) و (150°C) بواسطة ضاغط معين. اذا كان الانضغاط يؤدي الى فقدان حراري من الضاغط إلى المحيط بمعدل (120 kW/kg), اوجد (أ) القدرة المجهزة للضاغط لكل كغم من الهواء و (ب) كفاءة القانون الثاني واللا انعكاسية للضاغط. اتخذ

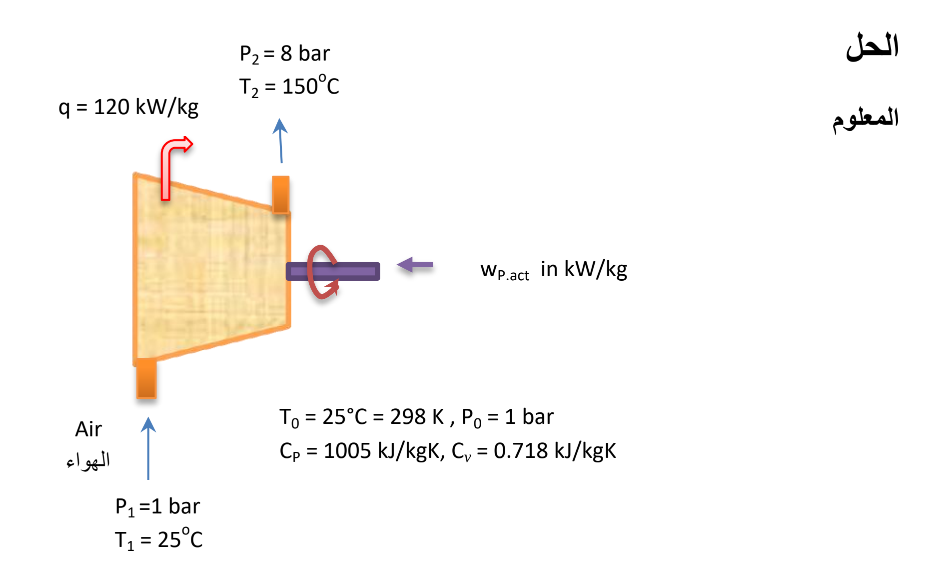
T_0 = 25°C , P_0 = 1 bar , C_P = 1.005 kJ/kgK , C_v = 0.718 kJ/kgK.

Solution

الحل

Given

المعلوم



Find

اوجد

(a) The power input per kg ($w_{p.act}$)

(b) The second law efficiency η_{2nd}

(آ) القدرة المجهزة لكل كيلوغرام من الهواء ($w_{p.act}$)

(ب) كفاءة القانون الثاني (η_{2nd})

Assumptions

- Steady flow process
- Air is a perfect gas
- Kinetic and potential energies are negligible

الافتراضات

- عملية الانضغاط عملية جريان مستقر
- الهواء غاز تام
- تهمل الطاقة الحركية و الطاقة الكامنة

Analysis

(a) The power inpur can be evaluated from the steady flow energy balance equation for compressors, eqn. 4.40 of chapter 4.

التحليلات

(أ) يمكن تقييم القدرة المجهزة من معادلة موازنة للطاقة للجريان المستقر للضواغط و هي المعادلة (4.40) في الفصل الرابع.

$$W_p = \dot{m}\,[(h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g\,(z_2 - z_1)] + Q \qquad \text{(Eqn. 4.40)}$$

$w_{p.act} = q + (h_2 - h_1)$ (KE and PE disregarded أهملت كل من الطاقة الحركية و الطاقة الكامنة)

$$w_{p.act} = 120 + C_P\,(T_2 - T_1) = 120 + 1.005\,(150 - 25) \qquad (h = C_p.\Delta T)$$

$$w_{p.act} = \underline{245.625\ kW/kg}$$

(b) The second law efficience requires knowledge of the reversible work by eqn. 6.68-B

(ب) يتطلب ايجاد كفاءة القانون الثاني معرفة مقدار الشغل الانعكاسي من خلال استخدام المعادلة (6.68-B)

$w_{rev} = (ex_{st\,2} - ex_{st\,1}) = (h_2 - h_1) - T_0\,(s_2 - s_1)$ (Eqn. 6.68-B) (no heat losses عدم وجود تسرب للحرارة)

$\Delta ex_{stream} = (ex_{st\,2} - ex_{st\,1}) = (h_2 - h_1) - T_0\,(s_2 - s_1) + (\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}) + g\,(z_2 - z_1)$ (Eqn. 6.61)

$(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}) + g\,(z_2 - z_1) = 0.$

$s_2 - s_1 = C_P \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{P_2}{P_1}$ Eqn. 6.23 (for a perfect للغاز التام)

$\Delta ex_{stream} = (ex_{st\,2} - ex_{st\,1}) = C_P\,(T_2 - T_1) - T_0\,(C_P \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{P_2}{P_1})$

$R = C_P - C_v = 1.005 - 0.718 = 0.287$ kJ/kgK

$\Delta ex_{strea} = 1.005\,(150 - 25) - 298\,(1.005 \ln\frac{150+273}{25+273} - 0.287\ln\frac{8}{1}$

$\Delta ex_{stream} = 198.664$ kJ/kg $= (w_{rev})$ (reversible or useful work الشغل الانعكاسي او الشغل المفيد)

$\eta_{2nd} = \frac{ex_{useful}}{ex_{consumed}} = \frac{w_{rev}}{w_{p.act}} = \frac{198.664}{245.625} = 0.8081 = \underline{80.81\%}$ (Eqn. 6.73)

$i = w_{act} - w_{rev}$ (eqn. 6.69) $= 245.625 - 198.664 = \underline{46.961 \text{ kJ/kg}}$

Comments **الملاحظات**

- In this case the work or power input is considered positive and heat loss negative in the energy balance equation which was developed in chapter 4.
- The first law efficiency of the compressor is determined by dividing the enthalpy change by the power input

- في هذه الحالة, يُعد الشغل المجهز او القدرة المجهزة موجبًا وفقدان الحرارة سالباً في معادلة موازنة الطاقة المشتقة في الفصل الرابع.
- تُحدد قيمة كفاءة القانون الأول للضاغط بقسمة التغير في الانثالبي على القدرة المجهزة.

$(h_2 - h_1)/w_p = 1.005\,(150 - 25)/245.625$

$\eta_{1st} = 0.5114 = 51.14\%$

- Note that the second law efficiency is higher, indicating that it is a better measure of performance. This is because it compares the exergy to the actual work. Exergy is the available work, or the minimum work that can be supplied to the compressor.
- The total irreversibility is given by $(I = m\,.\,i)$.
- Reversible work is obviously achieved by assuming no heat losses, thus $q = 0.0$.

- لاحظ أن كفاءة القانون الثاني هي الاعلى, مما يشير إلى أنها مقياس افضل للأداء. وهذا لأنها مبنية على مقارنة الاكسيرجي بمقدار الشغل الفعلي المجهز للضاغط, والاكسيرجي هي الشغل المتاح للاستفادة, اي في هذه الحالة هي ادنى مقدار من الشغل الممكن تزويده للضاغط.
- تُعطى اللا انعكاسية الكلية من $(I = m\,.\,i)$.
- تم تقدير قيمة الشغل الانعكاسي على اساس عدم وجود فقدان حراري الى المحيط, اي ان $(q = 0.0)$.

Review Questions and Problems

اسئلة المراجعة والمسائل

The answers of steam related problems may vary according to steam tables used.

قد تختلف الاجوبة للمسائل المتعلقة ببخار الماء وذلك حسب الجداول المستخدمة في الحل

6.1 What is entropy and how it is related to statistical thermodynamics?

6.1 ما هي الانتروبي وكيف ترتبط بعلم ديناميك الحرارة الاحصائي؟

6.2 State the Clausius inequality.

6.2 اذكر نص تباين كلاوزيوس.

6.3 Discuss Causius approach and explain why he used absolute temperature.

6.3 ناقش نهج كلازيوس ووضح لماذا إستخدم درجة الحرارة المطلقة.

6.4 Why is entropy independent of path of the thermodynamic process?

6.4 لماذا لا تعتمد الانتروبي على مسار العملية الديناميكية الحرارية؟

6.5 How is the entropy change evaluated for a thermodynamic process?

6.5 كيف يتم تقييم مقدار التغير في الانتروبي لعملية ثرموديناميكية معينة؟

6.6 What is the significance of the T-S diagram? How was it developed? Sketch a typical T-S diagram for water-steam.

6.6 ما هي اهمية مخطط (T-S), كيف تم رسمه؟ ارسم نموذج من مخطط (T-S) لتحول الماء الى بخار.

6.7 What is the relationship for heat transfer and entropy? Integrate the equation for a reversible isothermal process.

6.7 ما هي العلاقة بين انتقال الحرارة والانتروبي؟ إجري مكاملة للمعادلة التي تخص عملية ايسوثيرمية انعكاسية.

6.8 Discuss the isothermal and isentropic processes and sketch a T-S diagram for the two reversible processes.

6.8 ناقش العملية الايسوثرمية والعملية الايسنتروبية وارسم مخطط (T-S) لكل من العمليتين الانعكاسيتين.

6.9 Write what you know about Carnot cycle.

6.9 اكتب ما تعرفه عن دورة كارنو.

6.10 Discuss the entropy principle.

6.10 ناقش مبدأ نظرية الانتروبي.

6.11 Derive the relationship between entropy and enthalpy.

6.11 اشتق العلاقة بين الانتروبي والانثالبي.

6.12 What is the difference between the perfect gas and the ideal gas?

6.12 ما الفرق بين الغاز المثالي والغاز التام؟

6.13 Develop an equation for estimating the change in entropy for a perfect gas.

6.13 اشتق معادلة لتقدير قيمة التغير في الانتروبي للغاز التام.

6.14 How does the equation for the change in entropy of a perfect gas differ from that for an ideal gas with variable specific heats?

6.14 كيف تختلف معادلة التغير في الانتروبي للغاز التام عن تلك للغاز المثالي متغير الحرارة النوعية؟

6.15 What are the gas laws for adiabatic and isentropic processes?

6.15 ما هي قوانين الغازات التي تخص العمليات الاديباتية والعمليات الايسنتروبية.

6.16 Nitrogen is contained in an insulated vessel of volume 2.3 m^3 at 30°C and 250 kPa. Work is done on the nitrogen by a stirrer equal to 900 kJ. Determine the entropy change for constant specific heats.

6.16 يُحفظ غاز النايتروجين بدرجة حرارة (30°C) وبضغط مقداره (250 kPa) في وعاء معزول حرارياً حجمه (2.3 m^3). يُبذل شغل مقداره (900 kJ) على النايتروجين بواسطة اداة للتحريك. قدر قيمة التغير في الانتروبي بثبوت الحرارات النوعية للغاز.

For nitrogen: C_P = 1.039 kJ/kgK, R = 0.2958 kJ/kgK

6.17 Repeat problem 6.16 to evaluate the total entropy change of nitrogen for variable specific heats. Take the final temperature to be 465 K.

6.17 كرر حسابات المسألة (6.16) لتقييم التغير في الانتروبي معتبراً قيم الحراراة النوعية للغاز ليست ثابتة, اتخذ درجة الحرارة النهائية مساوية الى (465 K).

6.18 Air is compressed from 1.2 bar and 300 K to a pressure of 2.5 MPa and 600 K. Calculate the entropy change based on variable specific heats.

6.18 يُرفع ضغط الهواء من (1.2 bar) و (300 K) الى (2.5 MPa) ودرجة الحرارة (600 K). احسب مقدار التغير في الانتروبي على اساس الحرارات النوعية المتغيرة للهواء.

6.19 1.5 kg of air stored in a rigid vessel of volume 1.0 m^3. The air is heated at constant pressure of 150 kPa to 400°C. Determine the entropy change for the heating process.

6.19 تُخزن (1.5) من الهواء في وعاء صلب الجدران حجمه (1.0 m^3), حيث تم تسخين الهواء بضغط ثابت مقداره (150 kPa) الى درجة الحرارة (400°C). احسب التغير في الانتروبي لعملية التسخين.

R = 0.287 kJ/kgK, C_P = 1.004 kJ/kgK

Ans 0.991 kJ/K الجواب

6.20 How do you evaluate reversible isothermal work done on an ideal gas?
Air at the rate of 1 kg/s is compressed reversibly at 22°C. If the power supply to the compressor is 16 kW, evaluate the rate of entropy change.

6.20 كيف تُقييم الشغل الايسوثرمي الانعكاسي المنجز على الغاز المثالي؟
يتم ضغط الهواء بمعدل (1 kg/s) من خلال عملية انعكاسية عند درجة الحرارة (22°C). فاذا علمت ان القدرة المجهزة للضاغط تساوي (16 kW) قدر قيمة معدل التغير في الانتروبي.

R = 0.287 kJ/kgK

Ans - 0.054 kW/K الجواب

6.21 How do you determine the entropy change for liquids and solids?
1.5 kg of ice at -5°C is left exposed until its temperature rises to 0°C; determine the entropy change for the warming process of the ice.

6.21 كيف تُقييم مقدار التغير في الانتروبي للسوائل والمواد الصلبة؟
يُترك (1.5 kg) من الجليد بدرجة حرارة (-5°C) مكشوفًا حتى ترتفع درجة الحرارة إلى (0°C), حدد مقدار التغير في الانتروبي لعملية احترار الجليد.

C_p = 2.05 kJ/kgK

Ans 3.132 kJ/K الجواب

6.22 Discuss the use of steam tables to determine the entropy change of different types of steam. Sketch a typical T-s diagram for phase change of water.

6.22 ناقش طريقة استخدام جداول بخار الماء في تقييم مقدار التغير في الانتروبي لانواع مختلفة من بخار الماء. ارسم نموذجاً لمخطط (T-s) يخص تغير الطور للماء.

6.23 Steam is expanded reversibly in a thermally insulated turbine from 6 kPa and 400°C to a pressure of 0.5 kPa where it becomes wet. Determine the dryness fraction of the wet steam and the enthalpy change for the process.

6.23 يتمدد بخار الماء انعكاسياً من (400°C) و (6 kPa) الى ضغط (0.5 kPa) في توربين معزول حرارياً حيث يصبح البخار رطبًا. اوجد نسبة الجفاف للبخار الرطب ومقدار التغيير في الانثالبي لعملية تمدد البخار.

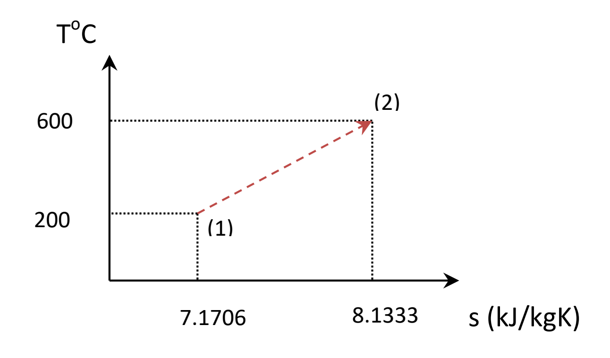
6.24 Two kilograms of liquid water is maintained in a rigid vessel at a constant pressure of 200 kPa and 25°C. If the water is heated to 300°C, what will be the entropy change and the heat supplied to the system?

6.24 يُحفظ كيلوغرامان من الماء السائل في وعاء صلب الجدران عند ضغط ثابت قدره (200 kPa) ودرجة حرارة (25°C). اذا سُخن الماء الى (300°C), فما مقدار التغير في الانتروبي وكمية الحرارة المزودة للمنظومة؟

Ans 15.0508 kJ/K , 5.407 MJ الجواب

6.25 Three kgs of superheated steam undergoes a compression (1) – (2) as shown in the diagram below. Estimate the enthalpy change from steam tables for the process.

6.25 تخضع ثلاثة كيلوغرامات من بخار الماء المحمص لعملية انضغاط من (1) الى (2) كما هو موضح في المخطط في أدناه. اوجد مقدار التغيير في الانثالبي لعملية زيادة الضغط من جداول بخار الماء.



Ans 2.5167 MJ الجواب

6.26 Five kilograms of dry saturated steam at 10 MPa is expanded isothermally and reversibly to 0.9 kPa. Determine the amount of heat supplied and the work done during the expansion process.

6.26 يتمدد خمسة كيلوغرامات من بخار الماء المشبع الجاف ايسوثرمياً وانعكاسياً من الضغط (10 MPa) إلى (0.9). اوجد كمية الحرارة المزودة والشغل المنجز لكل كيلوغرام أثناء عملية التمدد.

6.27 Steam is expanded isentropically and reversibly in a thermally insulated turbine from 60 bar and 400°C to a pressure of 7 bar where it becomes wet. Determine the enthalpy change for the process.

6.27 يتمدد بخار الماء ايسنتروبياً وانعكاسياً من (60 bar) و (400°C) الى ضغط (7 bar) في توربين معزول حرارياً فيصبح البخار بخاراً رطبًا. اوجد مقدار التغيير في الانثالبي لهذه لعملية.

6.28 An insulated vessel contains 2.5 kg of saturated liquid water-steam mixture at 0.2 MPa. A quarter of the mixture mass is steam and the rest is liquid water. If the mixture is heated until all the water is vaporised and the tank is now full of dry saturated steam. Calculate the change in entropy during the process.

6.28 يحتوي وعاء معزول حرارياً على (2.5 kg) من خليط الماء السائل المشبع وبخار الماء عند ضغط (0.2 MPa), حيث كان ربع كتلة الخليط بخاراً والباقي سائل. فإذا تم تسخين الخليط حتى يتبخر الماء تماماً ليمتلئ الخزان بالبخار المشبع الجاف, احسب مقدار التغيير في الانتروبي أثناء العملية.

Ans 9.2408 kJ/K الجواب

6.29 If the change in entropy of the universe can be estimated according to

6.29 اذا كان تقييم مقدار التغير في الانتروبي للكون ممكناً بموجب المعادلة التالية

$$\Delta S_{universe} = \Delta S_{system} + \Delta S_{surroundings}$$

$$\Delta S_{universe} = (S_{initial} - S_{final}) + \frac{Q}{T_{surroundings}}$$

Calculate the change in entropy of the universe for the process of transferring heat from a rigid vessel containing 2 kg of dry saturated steam to the surroundings at 30°C. The initial and final conditions of the steam are,

إحسب مقدار التغير في إنتروبي الكون المصاحب لعملية انتقال الحرارة من وعاء صلب يحتوي على (2 kg) من البخار الجاف المشبع الى محيطه بدرجة حرارة قدرها (30°C). علماً ان الظروف الابتدائية والنهائية للبخار هي كما يلي,

$$P_1 = 2 \text{ MPa}, P_2 = 0.4 \text{ MPa}, x_{final} = 0.2$$

Ans 3.5181 kJ/K الجواب

6.30 Integrate equation 6.19 for a constant pressure process.
Five kilograms of saturated water contained in an insulated piston and cylinder arrangement at constant pressure of 150 kPa. Steam is generated by supplying 2200 kJ of heat. Apply the first law to calculate the enthalpy of the steam and then estimate the entropy change during the process.

6.30 انجز تكامل المعادلة (6.19) لعملية ثابتة الضغط.

تُحفظ خمسة كيلوغرامات من الماء المشبع في جهاز مكبس واسطوانة معزول حرارياً تحت ضغط ثابت مقداره (150 kPa). يتولد البخار في الاسطوانة عن طريق تجهيز (2200 kJ) من الحرارة. طبق القانون الأول لحساب انثالبي البخار ثم احسب مقدار التغير في الانتروبي أثناء العملية.

Ans $h_2 = 907.13$, $\Delta S = 5.723$ kJ/K الجواب

6.31 What is an irreversible process? Discuss three irreversible processes concerning gas and vapour.

6.31 ما هي العملية غير الانعكاسية؟ ناقش ثلاث عمليات غير انعكاسية تخص الغاز والبخار.

6.32 "Throttling is an irreversible process used to determine the quality of steam" discuss this statement.

6.32 "خنق الجريان هي عملية غير انعكاسية تستخدم لتحديد جودة بخارالماء " ناقش هذه العبارة.

6.33 Search the Internet to explore the method of using a throttling a calorimeter to determine the dryness fraction of wet steam. Write details and equations with some related pictures and graphics.

6.33 ابحث في الإنترنت لاستكشاف طريقة استخدام مقياس السعرات الحرارية الخانق لتحديد نسبة الجفاف لبخار الماء الرطب. اكتب التفاصيل والمعادلات مع بعض الصور والرسومات ذات العلاقة.

6.34 An insulated vessel is divided into two equal compartments by a partition. Initially one compartment is filled with 10 kmol of pressurized ideal gas and the other is completely evacuated. Calculate the change in entropy in kJ/K after removing the partition and filling the entire vessel with the gas.

6.34 ينقسم وعاء معزول حرارياً إلى جزأين متساويين بواسطة حاجز. وفي البداية, تم ملء احد الجزئين بـ (10 kmol) من غاز مثالي مضغوط, بينما فُرغ الجزء الأخر بشكل كامل. احسب مقدار التغير في الانتروبي بوحدات (kJ / K) بعد ازالة الحاجز وملء الوعاء بأكمله بالغاز.

R_o = 8.314 kJ/kmol K

Ans 57.628 kJ/K الجواب

6.35 A rigid closed vessel of volume 3.03 m^3 contains 5 kg of wet steam at a pressure of 0.2 MPa. The vessel is heated until the steam becomes dry saturated. Determine the final pressure, entropy change and the heat transfer to the vessel.

6.35 يحتوي وعاء صلب مغلق حجمه ($3.03\ m^3$) على (5 kg) من بخار الماء الرطب بضغط (0.2 MPa). يُسخن الوعاء حتى يصبح البخار بخاراً مشبعاً جافاً, حدد الضغط النهائي, ومقدار التغير في الانتروبي, وكمية انتقال الحرارة إلى الوعاء.

Ans 0.3 MPa, 8.1955 kJ/K, 3.280 MJ الجواب

6.36 Steam is throttled from 3 MPa to 300 kPa and 200°C. Determine the quality of steam at the inlet of the throttling valve and the entropy change across the valve.

6.36 يُخفض ضغط بخار الماء بعملية خنق من (3 MPa) الى (300 kPa) و (200°C). قدر جودة البخار في مدخل الصمام الخانق وكذلك مقدار التغير بالانتروبي عبر الصمام.

6.37 Explain how entropy is transferred from or to a thermodynamic system.

6.37 اشرح كيف تحدث عملية انتقال الإنتروبي من أو إلى منظومة ديناميكية حرارية.

6.38 Discuss entropy generation for irreversible processes.

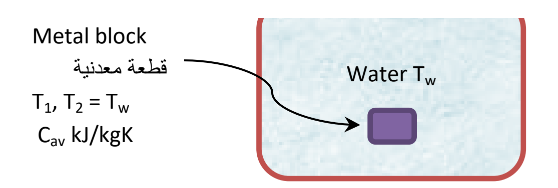
6.38 ناقش موضوع توليد الانتروبي في العمليات غير الانعكاسية.

6.39 Develop the entropy balance equations for closed and open systems.

6.39 اشتق معادلات موازنة الانتروبي للمنظومات المغلقة والمنظومات المفتوحة.

6.40 The entropy balance for dropping a solid block of metal into a large tank containing water is obtained as follows

6.40 يمكن اجراء موازنة الانتروبي لعملية إسقاط كتلة صلبة من المعدن في خزان كبير يحتوي على الماء على النحو التالي



Entropy balance: موازنة الانتروبي:

$$\Delta s_{system} = s_{gen} + (s_{in} - s_{out})$$

$$\Delta s_{block} = s_{gen} - \Delta s_w$$

$$\Delta s_{system} = \Delta s_{block} = C_{av} \ln \frac{T_w}{T_1}$$ (block is the system. تمثل قطعة المعدن المنظومة)

$$s_{in} - s_{out} = - \Delta s_w = - \frac{q_{(block\ to\ water)}}{T_w} = - \frac{C_{av}\,(T_1 - T_w)}{T_w}$$

Calculate the entropy generation for the process of dropping a block of copper at 200°C into a very large container of water at 20°C. The mass of the block is 45 kg and the average specific heat of copper is 0.385 kJ/kgK.

احسب مقدار الإنتروبي المتولدة بسبب إسقاط قطعة من النحاس بدرجة (200°C) في حاوية كبيرة جدًا تحتوي ماءً درجة حرارته (20°C). علما ان كتلة القطعة (45 kg) ومتوسط قيمة الحرارة النوعية للنحاس تساوي (0.385 kJ/kgK).

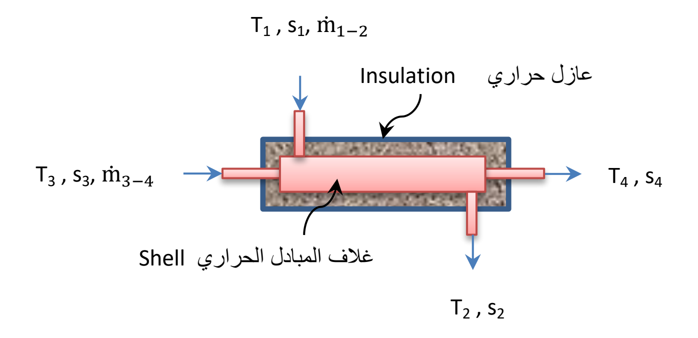
Ans 2.3498 KJ/K الجواب

6.41 Determine the rate of entropy generation due to throttling steam from 2.5 MPa to 200 kPa and 150°C at the rate of 1.6 kg/s.

6.41 اوجد معدل توليد الانتروبي الحاصل بسبب خنق بخار الماء من ضغط (2.5 MPa) الى (200 kPa) والى درجة حرارة (150°C) بمعدل جريان مقداره (1.6 kg/s).

6.42 We can conduct an entropy balance on a heat exchanger by applying equation 6.37 as follows

6.42 يمكننا إجراء موازنة للإنتروبي على مبادل حراري من خلال تطبيق المعادلة (6.37) كما يلي



$\ddot{S}_{gen} + \dot{m}\,(s_1 - s_2) - \sum\frac{\dot{Q}}{T} = 0.0$ (from Eqn 6.37) , $(\sum\frac{\dot{Q}}{T})$ is –ve for heat losses

هذه هي المعادلة (6.37) باعتبار المفقودات الحرارية $(\sum\frac{\dot{Q}}{T})$ تحمل علامة السالب.

Heat exchanger is insulated, $\sum\frac{\dot{Q}}{T} = 0.0$ ولكن المبادل الحراري معزول حرارياً,

Applying the entropy balance on the entire heat exchanger:

فبتطبيق موازنة الانتروبي على المبادل الحراري باكمله تحصل على:

$$\ddot{S}_{gen} + \dot{m}_{1-2}\,(s_1 - s_2) + \dot{m}_{3-4}\,(s_3 - s_4) = 0.0$$

$$\ddot{S}_{gen} = \dot{m}_{1-2}\,(s_2 - s_1) + \dot{m}_{3-4}\,(s_4 - s_3)$$

Air is heated from 25°C to 35° in the tube side of a heat exchanger. Dry saturated steam enters the shell of the heat exchanger at the rate of 3 kg/s and at 45°C and leaves as saturated water. Calculate the flow rate of the air and the rate of entropy generation in the exchanger.

يُسخن الهواء في الانبوب الداخلي لمبادل حراري معين من 25 درجة مئوية إلى 35 درجة مئوية. يدخل بخار الماء المشبع الجاف في غلاف المبادل الحراري بمعدل (3 kg/s) وعند (45°C) ويخرج كماء مشبع. احسب معدل جريان الهواء ومعدل توليد الانتروبي في المبادل الحراري.

$C_{P(air)} = 1.004$ kJ/kgK

Ans 715.338 kg/s, 1.1238 kW/K الجواب

6.43 Water is heated from 15°C to 80°C in an insulated mixing chamber at constant pressure of 2 bar. Superheated steam at 0.2 MPa and 150°C is used to heat the water. If the flow rate of the water is 4.3 kg/s, calculate the flow rate of steam and determine the rate of entropy generation during the heating process.

6.43 يُسخن الماء في وعاء خلط معزول حرارياً من 15 درجة مئوية إلى 80 درجة مئوية تحت ضغط ثابت مقداره (2 bar). يستخدم بخار الماء المحمص عند (0.2 MPa) و 150 درجة مئوية لتسخين الماء. فإذا كان معدل جريان الماء (4.3 kg/s), إحسب معدل جريان البخار وحدد ايضاً معدل توليد الانتروبي أثناء عملية التسخين.

Ans 0.48 kg/s, 0.681 kW/K

6.44 If the mixing chamber of the previous problem is not insulated; it loses heat at the rate of Q kJ/s to the surroundings at T °C. What will be the energy and entropy balance equations?

6.44 إذا لم يكن وعاء الخلط في المسألة السابقة معزولاً, ويفقد حرارة بمعدل (Q kJ/s) الى المحيط بدرجة (T °C), فكيف ستكون صيغة معادلات توازن الطاقة وتوازن الانتروبي؟

6.45 Steam at 7 MPa and 450°C enters a turbine at the rate of 36000 kg/hr, and leaves as dry saturated at 40 kPa. If the turbine generates 8 MW of power, apply the energy balance equation to determine the amount of heat loss from the system. Also, calculate the rate of of entropy generation during the steam expansion process.

6.45 يدخل بخار الماء الى توربين بمعدل (36000 kg/hr) وبضغط (7 MPa) ودرجة حرارة (450°C), ويخرج منه كبخار مشبع جاف عند الضغط (40 kPa). إذا كان التوربين يولد (8 MW) من القدرة, طبق معادلة توازن الطاقة على المنظومة لتحديد مقدار فقدان الحرارة. واحسب أيضاً معدل توليد الانتروبي أثناء عملية تمدد بخار الماء.

Ans 1680 kJ/kg, 4.0447 kW/K الجواب

6.46 Air enters a compressor at 96 kPa with an enthalpy of 290.16 kJ/kg; it leaves at 1 MPa, and enthalpy of 607.53 kJ/kg. The compressor is cooled by ambient air at 17°C at a rate of 1500 kJ/min. The power input to the compressor is 300 kW. Determine (a) the mass flow rate of air and (b) the rate of entropy generation. State the assumptions you made.

6.46 يدخل الهواء بضغط (96 kPa) وباثالبي مقدارها (290.16 kJ/kg) إلى ضاغط معين, ويخرج منه بضغط (1 MPa) وانثالبي (607.53 kJ/kg). وكان الضاغط يُبرد بواسطة تيار من الهواء الجوي عند (17°C) بمعدل (1500 kJ/min). اذا علمت ان القدرة المجهزة الى الضاغط تساوي (300 kW), اوجد (أ) معدل الجريان الكتلي للهواء و (ب) معدل توليد الإنتروبي. اذكر الافتراضات التي طبقتها في الحل.

R = 0.287 kJ/kgK

Ans 0.876 kg/s, 0.148 kW/K الجواب

6.47 Define isentropic efficiency. How does it differ from thermal efficiency?

6.47 عرف الكفاءة الايسنتروبية. كيف تختلف هذه الكفاءة عن الكفاءة الحرارية؟

6.48 Derive the equations for the isentropic efficiency for turbines and for nozzles.

6.48 اشتق معادلات الكفاءة الايسنتروبية للتوربينات وللفوهات.

6.49 Search the Internet to download the Molier diagram. Discuss the significance of the diagram and how is it used in thermodynamics.

6.49 ابحث في الانترنت للحصول على مخطط موليرر. ناقش اهمية المخطط وكيفية استخدامه في علم ديناميك الحرارة.

6.50 Steam at 10 MPa and 600°C is expanded adiabatically in a turbine to 60 kPa and 150°C. Determine the isentropic efficiency of the turbine.

6.50 يتمدد بخار الماء اديباتياً في توربين معين من (10 MPa) و (600°C) إلى (60 kPa) و (150°C). اوجد الكفاءة الايسنتروبية للتوربين.

6.51 Air is compressed adiabatically from 2 bar and 20°C to 12 bar. If the isentropic efficiency of the compressor is 87%, find the final temperature.

6.51 يُضغط الهواء اديباتياً من (2 bar) و (20°C) إلى (12 bar). إذا كانت الكفاءة الايسنتروبية للضاغط تساوي 87٪, أوجد درجة الحرارة النهائية.

6.52 Air, at 300 kPa and 725°C, is expanded adiabatically through a nozzle to a pressure of 160 kPa. The isentropic expansion takes place according to $PV^{1.34} = C$, and the actual expansion follows $PV^{1.3} = C$. Evaluate the isentropic efficiency of the nozzle. Assume that the specific heat of air remains constant throughout the expansion process.

6.52 يتمدد الهواء اديباتياً بواسطة فوهة معينة من ضغط (300 kPa) ودرجة حرارة (725°C) الى الضغط (160 kPa). وكان التمدد الايسنتروبي للهواء يحدث بموجب المعادلة ($PV^{1.34} = C$), بينما كان التمدد الفعلي يتبع المعادلة ($PV^{1.3} = C$). اوجد الكفاءة الايسنتروبية للفوهة. افترض أن الحرارة النوعية للهواء تبقى ثابتة اثناء عملية التمدد.

6.53 A steam at 7.0 MPa and 550°C is expanded in a turbine to 16 kPa at the rate of 9000 kg/h. The turbine produces 2.25 MW of power. Determine the turbine isentropic efficiency.

6.53 يتمدد بخار الماء في توربين معين من ضغط (7.0 MPa) ودرجة حرارة (550°C) الى الضغط (16 kPa),حيث كان معدل جريان البخار (9000 kg/h). فاذا كان التوربين يولد قدرة مقدارها (2.25 MW), احسب كفاءة التوربين الايسنتروبية.

Ans 70.82% الجواب

6.54 Steam is expanded in a turbine adiabatically from a pressure of 8 MPa and 500°C to 30 kPa at a rate of 3.5 kg/s. If the isentropic efficiency of is 85%, determine the power output of the turbine.

6.54 يتمدد بخار الماء اديباتياً في توربين من ضغط (8 MPa) ودرجة حرارة (500°C) إلى الضغط (30 kPa) بمعدل (3.5 kg/s). إذا كانت الكفاءة الايسنتروبية تساوي 85٪, حدد مقدار القدرة المستحصلة من التوربين.

Ans 3368.38 kW الجواب

6.55 What are the isentropic equations for an ideal gas?

6.55 ما هي المعادلات الايسنتروبية للغاز المثالي؟

Air enters a compressor at 95 kPa and 310 K and leaves at 0.6 MPa and 560 K. Considering variable specific heats; calculate the isentropic efficiency of the compressor.

يدخل الهواء إلى ضاغط معين بضغط (95 kPa) ودرجة حرارة (310 K) ويخرج منه بضغط (0.6 MPa) ودرجة حرارة تساوي (560 K). احسب الكفاءة الايسنتروبية للضاغط معتبراً الهواء غاز متغير الحرارة النوعية.

Ans 77.85% الجواب

6.56 Combustion gas at 210 kPa enters an insulated nozzle at low velocity and leaves at 80 kPa. For an isentropic efficiency of 93%, calculate the maximum possible exit velocity, the actual exit temperature, and the actual exit velocity of the gas. Assume constant specific heat for the gas.

6.56 يدخل غاز الاحتراق بضغط (210 kPa) الى فوهة معزولة حرارياً وبسرعة منخفضة ويخرج عند الضغط (80 kPa). اذا علمت ان الكفاءة الايسنتروبية 93٪, احسب أقصى سرعة ممكنة لخروج غاز الاحتراق ودرجة الحرارة الفعلية وسرعة الغاز الفعلية في مخرج الفوهة. افترض ثبوت الحرارة النوعية للغاز.

$C_P \approx 1.1$ kJ/kgK, $\gamma \approx 1.35$

Ans 796.548 m/s, 539.399°C, 656.420 m/s الجواب

6.57 What is meant by availability of energy?

6.57 ما المقصود بتوافر الطاقة او الطاقة المتاحة؟

6.58 Explain the meaning of dead state.

6.58 اشرح معنى الحالة الميتة.

6.59 Define exergy and compare to energy.

6.59 عرف الاكسيرجي وقارنها بالطاقة.

6.60 What is the available maximum useful work? Give an expression for the maximum work.

6.60 ما المقصود باقصى مقدار من الشغل المفيد المتاح؟ اكتب معادلة تحدد مقدار الشغل الاقصى.

6.61 Deduce an expression for the exergy of a closed system.

6.61 اشتق معادلة الاكسيرجي للمنظومة المغلقة.

6.62 Define the exergy of a steady Flow system. Give an expression to calculate the steady flow exergy.

6,62 عرف الاكسيرجي لمنظومة الجريان المستقر. اكتب معادلة تمكنك من تقدير اكسيرجي الجريان المستقر.

6.63 Write a relationship for exergy accompanying heat transfer.

6.63 اكتب العلاقة التي تخص الاكسيرجي المصاحبة لانتقال الحرارة.

6.64 What is meant by destroyed exergy?

6.64 ما المقصود بالاكسيرجي المُدمرة؟

6.65 How do you conduct an exergy balance for a closed system and for a steady flow system?

6.65 كيف تجري موازنة للاكسيرجي لكل من المنظومة المغلقة ومنظومة الجريان المستقر؟

6.66 Write an equation for the total exergy balance for unsteady flow process.

6.66 اكتب معادلة تُعنى بموازنة الاكسيرجي الكلية لمنظومة الجريان غير المستقر.

6.67 Discuss the second law efficiency and show how it is related to exergy.

6.67 ناقش كفاءة القانون الثاني ووضح كيف ترتبط بالاكسيرجي.

6.68 Air at 1.4 MP and 25°C is kept in a rigid spherical vessel. Evaluate the amount of work available for each kg of air in the tank. Knowing that:
Atmospheric pressure = 100 kPa, Atmospheric temperature = 25°C, R = 0.278 kJ/kgK.

6.68 يُحفظ الهواء في وعاء كروي صلب الجدار تحت تأثير ضغط مقداره (1.4 MP) ودرجة حرارة تساوي (25°C). احسب مقدار الشغل المتاح لكل كيلوغرام من الهواء في الوعاء . علماً ان:
الضغط الجوي = (100 kPa) ودرجة حرارة المحيط الجوي = (25°C) و (R = 0.278 kJ/kgK)

6.69 Air is compressed in a piston - cylinder device from 1 bar and 300 K to 6 bar and 420 K. If the initial volume of the air is 2×10^{-3} m^3 and the ambient conditions are 1 bar and 300 K, determine the exergy of the air at the final state of the system. Consider air as an ideal gas with variable specific heats.

6.69 يُضغط الهواء في جهاز مكبس واسطوانة من (1 bar) و (300 K) الى (6 bar) و (420 K). اذا كان حجم الهواء الابتدائي يساوي (2×10^{-3} m^3) وكانت الظروف الجوية المحيطة بالجهاز (1 bar) و (300 K), اوجد مقدار الاكسيرجي في الحالة النهائية للمنظومة. اعتبر الهواء غازاً مثالياً متغير الحرارة النوعية.

C_v = 0.717 kJ/kgK, R = 0.287 kJ/kgK

Ans 0.1686 kJ الجواب

6.70 Solve problem 6.90; consider air as a perfect gas.

6.70 كرر حل المسألة (6.69) باعتبار الهواء غازاً تاماً.

6.71 Air enters a compressor at 1 bar and 25°C, which is also the state of the environment. It leaves at 4.0 bar and 145°C. Detennine (a) the minimum work input and irreversibility, and (b) the second law efficiency. Take C_p of air = 1.004 kJ/kgK. R = 0.287 kJ/kgK.

6.71 يدخل الهواء الى ضاغط عند (1 bar) ودرجة حرارة (25°C), وهي نفس الظروف المحيطة بالضاغط. يخرج الهواء من الضاغط بضغط (4.0 bar) ودرجة حرارة تساوي (145°C). اوجد (أ) ادنى مقدار من الضغط المجهز للضاغط ومقدار اللا انعكاسية في المنظومة و (ب) كفاءة القانون الثاني. اتخذ قيمة (C_p) للهواء = (1.004 kJ/kgK) و (R = 0.287 kJ/kgK).

Ans (a) 103.158 kJ/kg, 16.842 kJ/kg, (b) 85.96% الجواب

6.72 Steam at 25 bar and 400°C enters a turbine and leaves at 100°C as wet steam with dryness fraction 97%. At steady state the turbine develops work at the rate of 450 kJ/kg. Heat transfer occurs between the turbine and the surrundings at a surface of 175°C. Determine (a) the specific exergy destroyed and (b) the second law efficiency of the turbine. Take the surroundings conditions as 1 atm and 25°C.

6.72 يدخل بخارالماء الى توربين معين بضغط ممقداره (25 bar) ودرجة حرارة تساوي (400°C) ويخرج منه رطباً بدرجة (100°C) ونسبة جفاف قدرها (96%). ينجز التوربين في حالة استقرار الجريان شغلاً بمعدل (450 kJ/kg), كما يحدث انتقال حرارة بين سطح التوربين ومحيطه عندما تكون درجة حرارة السطح (175°C). اوجد (أ) مقدار الاكسيرجي النوعية المدمرة (ب) كفاءة القانون الثاني للتوربين. علماً ان الظروف المحيطة بالتوربين هي (1 atm) و (25°C).

6.73 Exhaust gases exit an internal combustion engine at 850°C and 1 bar, whereby, 1055 kJ of work per kg of exhaust gas is done in the engine. If the ambient conditions are 20°C and 1 bar, determine (a) the available work per kg of gas wasted with the exhaust gases, and (b) the ratio of the lost work energy to the actual work.

6.73 تخرج غازات العادم من محرك احتراق داخلي بدرجة الحرارة (850°C) وضغط (1 bar), حيث يُنجَز شغل في المحرك بمقدار (1055 kJ) لكل كغم واحد من غاز العادم. إذا كانت الظروف الجوية السائدة (20°C) و (1 bar), حدد قيمة (أ) الشغل المتاح لكل كيلوغرام من الغاز الذي يُهدر مع غازات العادم و (ب) نسبة طاقة الشغل المفقودة إلى الشغل المنجز الفعلي.

(C_P of exhaust gas = 1.11 kJ/kgK K)

Ans (a) 484.326 kJ/kg (b) 0.459 الجواب

6.74 Air expands adiabatically through a turbine at the rate of 1 kg/s from 500 kPa, 520°C to 100 kPa. During expansion, 200 kW of power is produced by the turbine. The surroundings is at 100 kPa, 25°C. Determine (a) the final air temperature from the energy balance, (b) the maximum possible power output, and (c) the irreversibility.

6.74 يتمدد الهواء اديباتياً من خلال توربين بمعدل (1 kg/s) من (500 kPa) و (520°C) الى (100 kPa.). ينتج التوربين (200 kW) من القدرة أثناء عملية التمدد. اذا كان الضغط السائد في محيط التوربين (100 kPa) ودرجة الحرارة (25°C), اوجد (أ) درجة الحرارة النهائية للهواء باستخدام موازنة الطاقة, (ب) أقصى مقدار من االقدرة الممكن انتاجه, (ج) مقدار اللا انعكاسية.

$C_{P\,(air)}$ = 1.004 kJ/kgK, R = 0.287 kJ/kgK

Ans (a) 320.79°C, (b) 248.25 kW, (c) 48.2548.253 kW

6.75 A rigid insulated vessel contains oxygen at 1 bar and 25°C. Work is done on the gas by a fan until the pressure rises to 140 kPa. If the volume of the vessel is 0.82 m^3 and assuming that oxygen is a perfect gas, calculate (a) the actual work done by the fan and (b) the minimum work to accomplish the process. Take the surroundings temperature T_0 = 25°C.

6.75 يحتوي وعاء صلب معزول حرارياً على غاز الأوكسجين بضغط (1 bar) ودرجة حرارة (25°C). يُبذل شغل على الغاز بواسطة مروحة تشتغل لحين ارتفاع الضغط الى (140 kPa). إذا كان حجم الوعاء يساوي (0.82 m^3) وبافتراض الاوكسيجين غاز تام, احسب (أ) الشغل الفعلي الذي تولده المروحة و (ب) الحد الأدنى من الشغل لإنجاز عملية رفع الضغط. اتخذ درجة الحرارة للمحيط بحدود (T_0 = 25°C)

R = 0.260 kJ/kgK, C_v = 0.658 kJ/kgK

Ans (a) 83 kJ, (b) 12.46 kJ الجواب

6.76 Steam is expanded adiabatically in a turbine from 6 MPa and 600°C to 50 kPa and 100°C. The power output of the turbine is 5 MW. If the steam enters the turbine at a velocity of 85 m/s and leaves at 142 m/s, determine (a) the mass flow rate of the steam, (b) the possible reversible power output and (c) the second law efficiency for the system. Take T_0 = 298 K.

6.76 يتمدد بخار الماء اديباتياً في توربين من (6 MPa) و (600°C) إلى (50 kPa) و (100°C). ويولد التوربين (5 MW) من القدرة. إذا كان البخار يدخل إلى التوربين بسرعة (85 m/s) ويخرج منه بسرعة قدرها (142 m/s), حدد (أ) معدل الجريان الكتلي للبخار, (ب) مقدار القدرة الانعكاسية الممكن توليدها, و (ج) كفاءة القانون الثاني للمنظومة. اتخذ (T_0 = 298 K).

Ans (a) 5.154 (b) 5.807 MW, (c) 86.1% الجواب

6.77 Solve problem 6.76 considering that kinetic and potential energies are negligible. Discuss the results.

6.77 كرر حل المسألة (6.67) معتبراً ان كلاً من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة مهملتان. ناقش النتائج.

Chapter 7

الفصل السابع

Gas Power Cycles

دورات طاقة الغاز

Learning Objectives of Chapter 7

- Introduce power cycles.
- Define and analyse Carnot cycle.
- Describe the Ericsson and Strling cycles.
- Develop equations for the efficiency of Ericsson and Stirling cycles and plot P-*v* and T-s diagrams.
- Explain the principles of IC engine operation and plot the mechanical cycle.
- Define the processes of the Otto cycle and develop the efficiency relationship.
- Describe the Diesel and dual combustion cycles and solve examples.
- Conduct analysis for the Brayton cycle and explain the effect of regeneration, reheating and intercooling.
- Introduce multistage compression of gases.

اهداف دراسة الفصل السابع

- التعرف على دورات الطاقة.
- تعريف وتحليل دورة كارنو.
- كتابة وصف لدورتي ايركسون وسترلنغ.
- اشتقاق معادلات تخص كفاءة كل من دورات ايركسون وسترلنغ ورسم مخططات (P-*v*) و (T-s) لهما.
- شرح مبادىء تشغيل محركات الاحتراق الداخلي ورسم الدورة الميكانيكية لها.
- تعريف عمليات دورة اوتو واشتقاق معادلة الكفاءة لها.
- كتابة وصف لدورة ديزل ودورة الاحتراق المزدوج وحل امثلة تخص الدورتين.
- اجراء تحليلات لدورة برايتون مع شرح تأثير التجديد الحراري واعادة التسخين والتبريد البيني.
- توضيح انضغاط الغازات متعدد المراحل.

The power cycles provide a way to characterise the operation of heat engines, and other thermodynamic systems such as refrigerators and heat pumps. This area of thermodynamics includes gas and vapour cycles, and in this chapter we cover gas power cycles. In general, the cycle can be closed, or open in which the working fluid is dispatched from the system and renewed. In typical open cycle systems the combustion products are exhausted to the atmosphere as in a car and aircraft engines. In this chapter, various gas power cycles will be described and analysed, including Ericsson, Stirling, Otto, Diesel, Dual combustion and Bryton cycles. At the end of the chapter, a brief description of multistage - gas compression is presented.

تمنح دورات الطاقة طريقة لتوصيف تشغيل المحركات الحرارية والأنظمة الديناميكية الحرارية الاخرى مثل الثلاجات والمضخات الحرارية. يشمل هذا المجال من ديناميك الحرارة الموضوعات المتعلقة بدورات طاقة للغاز ودورات للبخار, وفي هذا الفصل ندرس دورات طاقة الغاز فقط. عموماً, تُصنف الد ورات الثرموديناميكية الى دورات مغلقة ودورات مفتوحة تتضمن تصريف مائع التشغيل من المنظومة وتجديده, فمثلاً تُطرح نواتج الاحتراق الى الغلاف الجوي من محركات السيارات والطائرات التي تعتمد الدورات الثرموديناميكية المفتوحة. سنتطرق في هذا الفصل الى شرح دورات طاقة الغاز المختلفة واجراء التحليلات لها, بما في ذلك دورات إريكسون وستيرلنغ وأوتو وديزل والاحتراق المزدوج ودورة برايتون. وفي نهاية الفصل, نقدم وصفاً موجزاً عن عملية انضغاط الغازمتعدد المراحل.

7.1 Power Cycles

Power producing engines, or **heat engines** that convert thermal energy to work, operate on thermodynamic cycles called **power cycles**. The power cycles are classified according to the type of working fluid in the engine. **Gas power cycles** obviously employ a certain gas as the working fluid with no phase change throughout the cycle. However, in vapour power cycles, the working fluid may involve phase change from vapour to liquid or vice versa during the cycle, happens in the steam power plants. There are also non-power producing thermodynamic cycles such as the refrigeration cycles which are used to produce cooling and refrigeration effects. To establish the engine performance, power cycles must undergo extensive thermodynamics analyses. Heat engines normally involve friction losses as well as some other irreversibilities that make the analysis extremely complicated. However, it is possible to apply an idealized version of the real cycle to tackle the problem. The idealization may include frictionless flow through the various components of the heat engine, quasi-equilibrium compression and expansion and negligible kinetic and potential energies. These assumptions bring the processes closer to reversibility, making the **Carnot cycle** as the best choice to start the discussion of cycles.

7.1 دورات الطاقة

تعمل المحركات المنتجة للطاقة, أو **المحركات الحرارية** التي تحول الطاقة الحرارية إلى شغل على اساس دورات ثرموديناميكية تسمى **دورات الطاقة** (او دورات القدرة, اي الطاقة لوحدة الزمن). وتُصنف دورات الطاقة وفقًا لنوع مائع التشغيل, فمن البديهي أن توظف **دورات طاقة الغاز** غازًا معينًا كمائع للتشغيل, شريطة ان لا يخضع الغاز الى تغيير في الطور اثناء عمليات الدورة. وفيما يخص دورات الطاقة البخارية, فقد يتعرض مائع التشغيل الى تغيير في الطور من بخار الى سائل او العكس اثناء الدورة كما يحصل في محطات الطاقة البخارية. وهناك أيضًا دورات ثرموديناميكية غير منتجة للطاقة مثل دورات التثليج التي تُستخدم لإنتاج متطلبات التثليج والتبريد. لتحديد أداء المحركات الحرارية, يجب أن تخضع دورات الطاقة الى تحليلات واسعة النطاق في مجال ديناميك الحرارة. وغالباً ما تتضمن المحركات الحرارية خسائربالطاقة نتيجة الاحتكاك بالإضافة إلى بعض الظواهرغير الانعكاسية الأخرى التي تجعل التحليل معقدًا للغاية. مع ذلك, فمن الممكن تطبيق نموذج الدورة المثالية عوضاً عن الدورة الفعلية لمعالجة الامور. وفهذا السياق, قد يتضمن النموذج المثالي افتراض ان جريان مائع التشغيل في مكونات المحرك الحراري هو جريان بدون احتكاك, وكذلك يمكن افتراض عمليات انضغاط وتمدد مائع التشغيل على انها عمليات شبه توازنية, اضافة الى ذلك, يمكن اهمال الطاقة الحركية والطاقة الكامنة. وتساعد هذه الافتراضات على تقريب العمليات الثرموديناميكية الى الانعكاس مما يجعل **دورة كارنو** افضل خيار للبدء في مناقشة وشرح الدورات في مجال ديناميك الحرارة.

7.2 Carnot Cycle

The T-S diagram for the **Carnot cycle** was discussed in chapter 6. The cycle consists of two reversible isothermal processes and two reversible adiabatic processes. It is the most efficient cycle that can be achieved between a **heat source** at a higher temperature T_h and **heat sink** at a lower temperature T_c. The thermal efficiency of the Carnot cycle is expressed as the

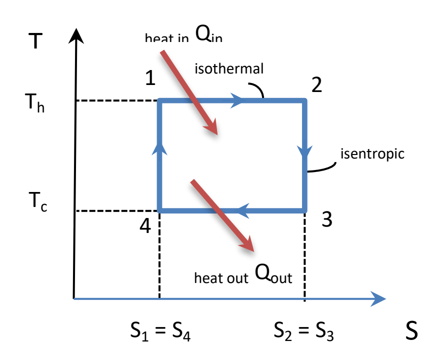
7.2 دورة كارنو

كنا قد ناقشنا **دورة كارنو** ورسمنا مخطط (T-S) للدورة في الفصل السادس, حيث تتألف الدورة من عمليتين ايسوثرمتيين انعكاسيتين, اي يحدثان بثبوت درجة الحرارة, وعمليتين اديباتينين انعكاسيتين اي بدون تبادل حراري. تُعد هذه الدورة الأكثر كفاءة يمكن تحقيقها بين **مصدر حرارة** عند درجة حرارة عالية (T_h) **ومشتت حرارة** عند درجة حرارة منخفضة (T_c). وتُعرَف الكفاءة الحرارية لدورة كارنو على انها

ratio of the ***net work done*** *by the engine W_{net} to the heat input Q_{in},*

نسبة ***الشغل الصافي المنجز*** *بواسطة المحرك (W_{net}) الى كمية الحرارة المزودة للمحرك (Q_{in})*

$$\eta_{Carnot} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad (7.1)$$



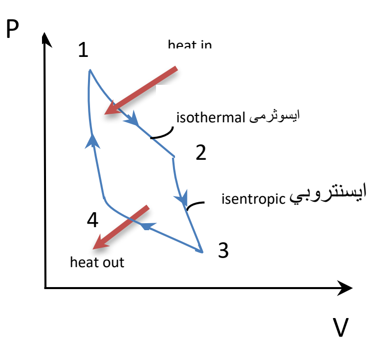


Figure 7.1 The T-S diagram and P-V diagrar

الشكل 7.1 مخطط (T-S) ومخطط (P-V)

Fig 7.1 shows the T-S and P-V diagrams for Carnot cycle.

Theoretically, the Carnot cycle can be accomplished in a closed system, such as a piston and cylinder device, or in a steady flow system made up of two turbines and two compressors. However, reversible isothermal heat exchanges are difficult to achieve in practice, thus, it is not feasible to build a heat engine that operates on the Carnot cycle.

The thermal efficiency can be derived from the T-S diagram. The area under the line 1-2 represents the heat input to the system Q_{in}, and the area under the line 3-4 is the heat rejected rom the system Q_{out},

يبين الشكل (7.1) مخطط (T-S) و مخطط (P-V) لدورة كارنو.

يمكن من الناحية النظرية تحقيق دورة كارنو في منظومة مغلقة مثل جهاز المكبس والأسطوانة, أو في منظومة جريان مستقر تتكون من توربينين وضاغطين. ولكن من الناحية التطبيقية يصعب تحقيق تبادل حراري ايسوثرمي انعكاسي, لذالك ليس من الممكن تصنيع محرك حراري يعمل على اساس دورة كارنو.

يمكن أشتقاق معادلة الكفاءة الحرارية اعتماداً على مخطط (T-S), حيث تمثل المنطقة الواقعة أسفل الخط 2-1 كمية الحرارية المكتسبة للمنظومة (Q_{in}), وتمثل المنطقة الواقعة تحت الخط 4-3 الحرارة المفقودة من المنظومة (Q_{out}),

$$Q_{in} = T_h (S_2 - S_1)$$

$$Q_{out} = T_c (S_3 - S_4)$$

The net work done is (W_{net})(صافي الشغل المنجز هو الفرق بين الحرارة المزودة والحرارة المفقودة)

$$W_{net} = Q_{in} - Q_{out}$$

$$\eta_{Carno} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = [T_h (S_2 - S_1) - T_c (S_3 - S_4)] / [T_h (S_2 - S_1)]$$

The T-s diagram indicates that يتضح في مخطط (T-S) ان

$(S_2 - S_1) = (S_3 - S_4)$

$\eta_{Carnot} = [T_h (S_2 - S_1) – T_c (S_3 – S_4)]/ T_h (S_2 - S_1)$

$$\therefore \eta_{Carnot} = \frac{T_h - T_c}{T_h} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (7.2)$$

Note that Carnot cycle is independent of the type of working fluid used in the heat engine; the fluid can be an ideal gas or vapour etc...

تجدر الاشارة الى ان دورة كارنو لا تعتمد على نوع مائع التشغيل المستخدم في المحرك الحراري, حيث يمكن ان يكون المائع غازاً او بخاراً وغير ذلك.

7.3 Ericsson and Stirling Cycles

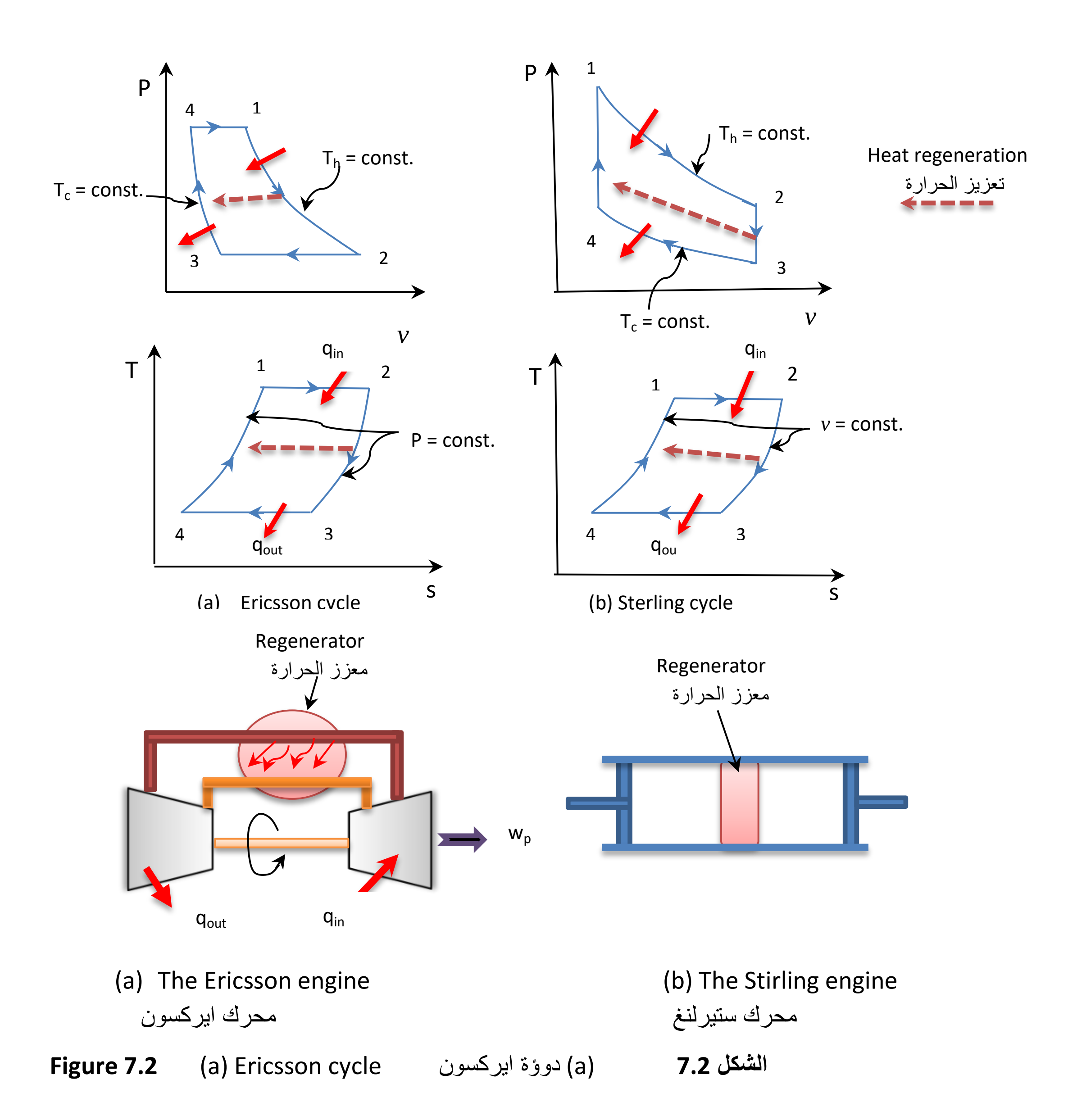
7.3 دورة ايركسون ودورة سترلنغ

The two **gas-power cycles** involve reversible isothermal heat addition at the higher temperature (T_h), and reversible isothermal heat rejection at a lower temperature (T_c). The **Ericsson cycle** differs from the Carnot cycle in that the isentropic processes are replaced by a constant pressure or **reversible isobaric processes**. While, the **Stirling cycle** consists of two isothermal heat exchange processes and two reversible constant volume called **reversible isochoric processes**. Both cycles employ regeneration of heat; that is heat from the working fluid is transferred to a storage device called **regenerator** which re-supplies the heat to the working fluid during another part of the cycle. The T-s and P-*v* diagrams for both cycles are shown in Fig 7.2.

تتضمن هاتان الدورتان من **دورات طاقة الغاز** اضافة كمية من الحرارة الى المنظومة بعملية ايسوثرمية انعكاسية عند درجة حرارة عالية (T_h), وطرح الحرارة من خلال عملية ايسوثرمية انعكاسية بدرجة حرارة منخفضة نسبياً (T_c). تختلف **دورة إريكسون** عن دورة كارنو باستبدال العمليات الايسنتروبية بعمليات ثابتة الضغط أو **عمليات ايسوبارية انعكاسية**. بينما تتكون **دورة ستيرلنغ** من عمليتين للتبادل الحراري الايسوثرمي الانعكاسي وعمليتين انعكاسيتين بثبوت الحجم تسمى **عمليات ايسوكورية انعكاسية**. تَوظف كلتا الدورتين مبدأ تعزيز الحرارة, إذ يتم نقل الحرارة من المائع الشغال إلى جهاز تخزين يسمى **معزز الحرارة** والذي بدوره يعيد تزويد الحرارة إلى مائع التشغيل في جزء آخر من الدورة. يبين الشكل (7.2) مخططات (T-s) و(P-v) لكلتا الدورتين.

The Ericsson cycle for steady flow operation can be achieved by a heat engine consists of a compressor and a turbine combined to deliver isothermal compression and expansion respectively. A counter flow heat exchanger is utilized as a regenerator exchanging heat between the hot and cold streams of the working fluid. However, the Stirling cycle is more difficult to achieve in practice, because it requires a heat engine that operates on a cylinder with two pistons and a regenerative wire mesh in the middle, as shown in Fig 7.2.

من الممكن تحقيق دورة ايركسون للعمليات مستقرة الجريان من خلال محرك حراري يتكون من ضاغط وتوربين لاداء عمليات انعكاسية للانضغاط والتمدد على التوالي. ويُستخدام مبادل حراري ذو جريان متعاكس كمعزز للحرارة, حيث يحدث تبادل الحرارة بين مجرى مائع التشغيل الساخن والمجرى الاقل سخونة. لكن, يصعب تنفيذ دورة ستيرلنغ عملياً, لان اجراء التجربة يتطلب صنع محركًا حراريًا له أسطوانة واحدة تعمل بمكبسين وشبكة سلكية في المنتصف كمعزز للحرارة كما هومبين في الشكل (7.2).



(a) The Ericsson engine
محرك ايركسون

(b) The Stirling engine
محرك ستيرلنغ

Figure 7.2 (a) Ericsson cycle (a) دوؤة ايركسون **الشكل 7.2**

Stirling cycle is made up of:

1-2 Isothermal expansion (heat addition)
2-3 Constant volume regeneration (from fluid)
3-4 Isothermal compression (Heat rejection)
4-1 Constant volume regeneration (to fluid)

تتألف دورة سترلنغ من:

1- 2 تمدد ايسوثرمي (تزويد الحرارة)
3-2 تعزيز الحرارة بثبوت الحجم (من مائع التشغيل)
4-3 انضغاط ايسوثرمي (طرد الحرارة)
1-4 تعزيز الحرارة يثبوت الحجم (الى مائع التشغيل)

The Ericsson cycle is similar to the Sterling cycle except that the two constant volume processes are replaced by two constant pressure processes. The efficiency of either of the two cycles is theoretically equal to that of the Carnot efficiency operating between the same temperatures, because the three cycles are considered totally reversible, thus

تُعد دورة إريكسون مماثلة لدورة سترلنغ, عدا أن عمليتي الحجم الثابت استبدلت بعمليتي ضغط ثابت. ان كفاءة أي من الدورتين مساوية نظرياً لكفاءة كارنو التي تعمل بنفس درجات الحرارة, لأن الدورات الثلاث تعتبر دورات قابلة للانعكاس تماماً, وعليه تُكتب معادلة الكفاءة على النحو التالي

$$\eta_{Ericsson} = \eta_{Stirling} = \eta_{Carnot} = 1- \frac{T_{cold}}{T_{hot}} = 1- \frac{T_c}{T_h} \qquad (7.3)$$

It should be noted that it is practically difficult to implement both cycles, Ericsson and Stirling, because of the irreversibilities caused by heat transfer through the temperature difference in the heat regenerator and in other parts of the cycles. The friction losses in pipes and components may also contribute to the irreversibility of each cycle. However, it is useful to conduct research on automobile engines that operate on high efficiency air cycles such as the Stirling cycle. The main attraction of engines operating on the Stirling cycle is the higher efficiency and the capability of utilizing different fuels such as solar, nuclear etc.. This is in addition to the possibility of using these engines for power generation and for refrigeration and cooling. Heat engines that employ the Stirling or Ericsson cycle are considered as external combustion engines that use air as the working fluid. Carbon emissions can be significantly reduced by using non-fossil fuels for combustion.

تجدر الاشارة الى أنه من الصعب عملياً تنفيذ كلتا الدورتين, إريكسون وستيرلنغ, وذلك بسبب اللا انعكاسيات الناتجة عن انتقال الحرارة من خلال الاختلاف بدرجة الحرارة في جهازمعزز الحرارة وفي الأجزاء الأخرى من الدورتين. وقد تساهم أيضاً خسائر الاحتكاك في الأنابيب والمكونات الخرى في زيادة اللا انعكاسيات لكل دورة. ومع ذلك, فهذا لايمنع من اجراء الدراسات والبحوث حول محركات السيارات التي تعمل على اساس دورات الهواء عالية الكفاءة كدورة سترلنغ. وان من اهم العوامل المشجعة على استخدام المحركات التي تعمل على دورة ستيرلنغ الكفاءة العالية وكذلك امكانية توظيف أنواع مختلفة من الوقود مثل الطاقة الشمسية والطاقة النووية وغيرها. هذا بالاضافة الى امكانية استخدام هذه المحركات لتوليد الطاقة الكهربائية وكذلك لاغراض التثليج والتبريد. تُعد المحركات الحرارية التي تشتغل على اساس دورة ستيرلنغ أو إريكسون محركات احتراق خارجي تعمل باستخدام الهواء كمائع لتشغيلها, حيث يتم تسخين مائع التشغيل عن طريق احراق الوقود خارج جدران المحرك. ويمكن تقليل انبعاثات الكربون منها بشكل كبير باستخدام الوقود غير الأحفوري لغرض الاحتراق.

Example 7.1

المثال 7.1

Show that the thermal efficiency of the Stirling cycle using an ideal gas as a working fluid is the same as the thermal efficiency of the Carnot cycle. Write an expression for the network for Stirling an Ericson cycles.

اثبت ان الكفاءة الحرارية لدورة سترلنغ التي توظف الغاز المثالي كمائع للتشغيل هي نفس الكفاءة الحرارية لدورة كارنو. اكتب معادلة تعطي مقدار صافي الشغل لدورتي ستيرلنغ وايركسون.

Solution

الحل

Assumptions

الافتراضات

The working fluid is a perfect gas (an ideal gas with constant specific heat)

مائع التشغيل غاز تام (غاز مثالي ثابت الحرارة النوعية)

Analysis

التحليلات

For a reversible isothermal process, the heat transfer is related to entropy change is given by

مقدار انتقال الحرارة بدلالة الانتروبي للعملية الايسوثرمية الانعكاسية هو

$$q = T\,\Delta s$$

$$\Delta s = C_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \qquad \text{(Eqn. 6.21)}$$

$C_v \ln \frac{T_2}{T_1} = 0.0$ (isothermal process العملية ايسنتروبية) $\therefore \Delta s = R \ln \frac{v_2}{v_1}$

Heat input (مقدار الحرارة الداخلة) $q_{in} = T_h (s_2 - s_1) = T_h (R \ln \frac{v_2}{v_1})$

Heat output (مقدار الحرارة الخارجة) $q_{out} = - T_c (s_4 - s_3) = - T_c (R \ln \frac{v_4}{v_3})$

$$\eta_{Stirling} = \eta_{Carnot} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$$

$$\eta_{Stirling} = 1 - \frac{- T_c(R \,.\ln \frac{v_4}{v_3})}{T_h(R \,.\ln \frac{v_2}{v_1})} = 1 - \frac{T_c(R \,.\ln \frac{v_3}{v_4})}{T_h(R \,.\ln \frac{v_2}{v_1})}$$

$v_1 = v_4$, $v_2 = v_3$ see T-s diagram انظر مخطط (T-s)

$$\therefore \eta_{Stirling} = 1 - \frac{T_c}{T_h}$$

$$w_{nett\ (Sterling)} = w_{1\text{-}2} + w_{3\text{-}4} = R\, T_1 \ln \frac{v_2}{v_1} + R\, T_3 \ln \frac{v_4}{v_3} \qquad (7.3\text{-A})$$

$$w_{nett\ (Erricson)} = w_{1\text{-}2} + w_{2\text{-}3} + w_{3\text{-}4} + w_{4\text{-}1} = R\, T_1 \ln \frac{v_2}{v_1} + P_2 (v_3 - v_2) + R\, T_3 \ln \frac{v_4}{v_3} + P_1 (v_1 - v_4) \qquad (7.3\text{-B})$$

Comments

Similar steps can be followed to show that the efficiency of the Ericsson cycle is equal to the efficiency of the Carnot cycle.

الملاحظات

يمكن اتباع خطوات مماثلة لاثبات حقيقة أن كفاءة دورة إريكسون تساوي كفاءة دورة كارنو.

7.4 Internal Combustion Engines

The piston-cylinder car engine is a good example of an **internal combustion engine**, also known as an **IC engine**. It is a **reciprocating engine** where the piston undergoes a reciprocating motion to compress and expand the fuel-air mixture inside the cylinders. The cylinder includes two valves, namely the intake and exhaust valves. Fig 7.3 depicts the basic components of the IC engine. The piston movement inside the cylinder is restricted by two fixed positions, namely the **Top Dead Centre** (TDC) and **Bottom Dead Centre** (BDC).

7.4 محركات الاحتراق الداخلي

يُعد محرك السيارات ذو الاسطوانة والمكبس مثالاً جيداً **لمحركات الاحتراق الداخلي**, المعروف ايضاً بإسم **محرك (IC)**. وهو **محرك ترددي** يقوم المكبس فيه بحركة ترددية داخل الأسطوانات تؤدي الى انضغاط وتمدد خليط الوقود بالهواء. يوضح الشكل (7.3) المكونات الأساسية لمحرك (IC), حيث تشتمل كل اسطوانة على صمامين, صمام السحب وصمام العادم. وتكون حركة المكبس داخل الأسطوانة مقيدة بموضعين ثابتين هما **النقطة الميتة العليا** (TDC) و **النقطة الميتة السفلى** (BDC).

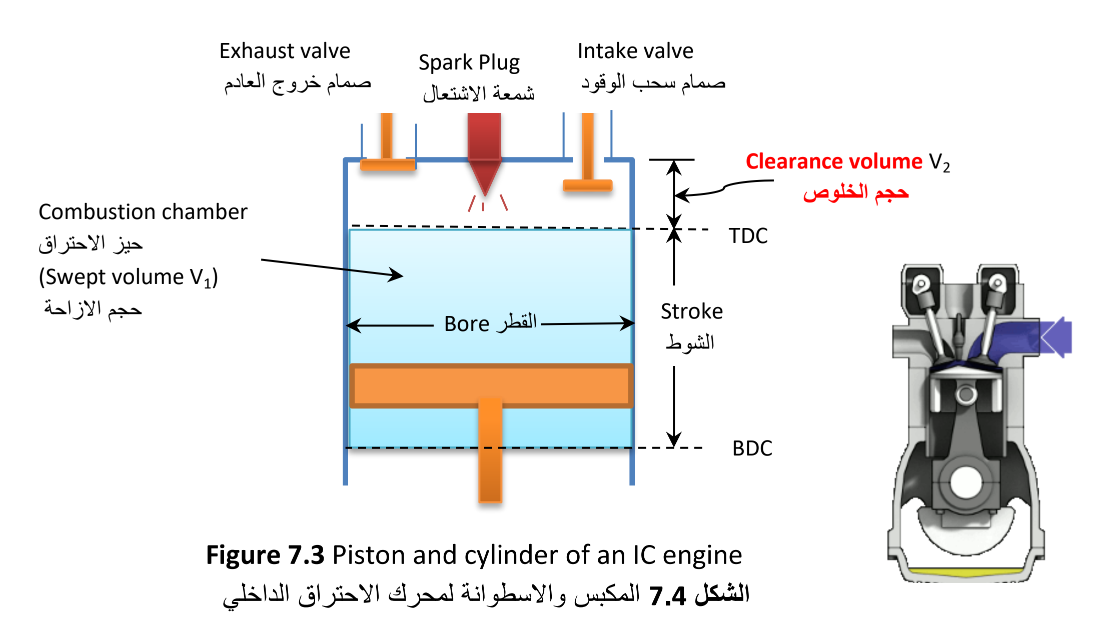


Figure 7.3 Piston and cylinder of an IC engine

الشكل 7.4 المكبس والاسطوانة لمحرك الاحتراق الداخلي

The distance between the TDC and BDC is the **stroke** of the piston. This type is of IC engines is known as the **Spark Ignition engine**, or SI engine, because the spark plug initiates the combustion of the fuel-air mixture. Another type is the **compression ignition engine**, which is the diesel engine where the fuel-air mixture is self-ignited by compression. The two types of engines follow mechanical cycles that can be represented by two thermodynamic cycles known as the Otto and Diesel cycles which will be covered later in the chapter.

وتسمى المسافة بين (TDC) و (BDC) **شوط** المكبس. يُعرف هذا النوع من محركات (IC) باسم **محرك الإشعال بالشرارة** او محرك (SI), لأن الشرار من شمعة الإشعال تثير عملية احتراق خليط الوقود بالهواء. وهناك نوع آخر من المحركات يسمى **محرك الاشتعال بالضغط**, وهو محرك الديزل الذي يتم فيه إشعال خليط الوقود بالهواء ذاتيًا عن طريق زيادة الضغط داخل الاسطوانات. يتبع هذان النوعان من المحركات دورات ميكانيكية يمكن تمثيلها بدورتين ثرموداينميكتين تعرفان بدورة أوتو ودورة ديزل والتي سناتي على شرحها لاحقًا في هذا الفصل.

The IC engine undergoes a **mechanical cycle** that consists of six processes. It is considered as an open cycle starting with fuel intake and ending with the discharge of exhaust gases.

يخضع محرك (IC) **لدورة ميكانيكية** تتكون من ست عمليات, وتُعد هذه الدورة دورة مفتوحة تبدأ بسحب الوقود وتنتهي بدفع غازات العادم الى المحيط.

The six processes shown in Fig 7.5 are:

العمليات الست المبينة في الشكل (7.5) هي:

1-2 *Intake*, the intake valve opens and the piston moves from the TDC to the BDC position, allowing the fuel-air mixture to enter the cylinder at constant pressure.

2-1 *السحب*, ينفتح صمام السحب ويتحرك المكبس من موضع (TDC) إلى موضع (BDC) مما يسمح لخليط الوقود والهواء بدخول الأسطوانة بضغط ثابت.

2-3 *Compression*, both valves are closed and the piston compresses the combustible mixture by moving to the TDC position.

3-2 *الانضغاط*, ينغلق كلا الصمامين فيقوم المكبس بضغط الخليط القابل للاحتراق بالتحرك الى موضع (TDC).

3-4 ***Combustion***, the mixture is ignited by the spark plug, combustion takes place, and temperature and pressure increase.

4-5 ***Expansion***, the products of combustion push the piston to the BDC position, generating mechanical power, the pressure and temperature of the gases then decrease.

5-6 ***Blow-down***, the exhaust valve opens, and the pressure drops to the initial pressure.

6-1 ***Exhaust***, with the exhaust valve open, the piston moves from BDC to TDC expelling the combustion products from the cylinder at constant pressure.

4-3 ***الاحتراق***, يتم إشعال الخليط بواسطة شمعة الإشعال فيحدث الاحتراق مما يؤدي الى ارتفاع درجة الحرارة والضغط.

5-4 ***التمدد***, تقوم الغازات الناتجة عن الاحتراق بدفع المكبس إلى موضع (BDC) مما يؤدي إلى توليد القدرة الميكانيكية فينخفض كل من الضغط ودرجة حرارة الغازات.

6-5 ***طرد الغازات***, ينفتح صمام العادم وينخفض الضغط إلى الضغط الابتدائي.

1-6 ***العادم*** بعد انفتاح صمام العادم يتحرك المكبس من موضع (BDC) إلى (TDC) لطرد نواتج الاحتراق من الأسطوانة عند ضغط ثابت.

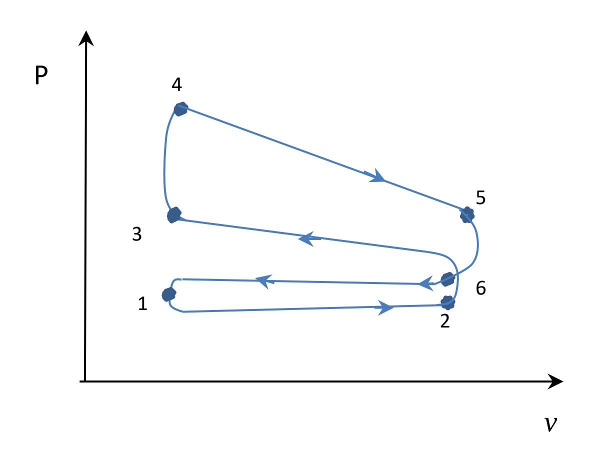


Figure 7.5 The P-v diagram for the mechanical cycle of spark ignition engine

الشكل 7.5 مخطط (P-v) للدورة الميكانيكية لمحرك الاشعال بالشرارة

The six processes constitute the actual or mechanical cycle, but it is not a thermodynamic cycle. In fact, the cycle is completed in four complete strokes of the piston; for this reason the IC engine is called **four stroke engine**. The spark ignition engine undergoes a thermodynamic cycle called the **Otto cycle** which will be discussed next.

The reader is advised to consult the proper sources for a comprehensive description and analysis of the IC engines.

تشكل العمليات الست دورة فعلية او دورة ميكانيكية, ولكنها ليست دورة ثرموديناميكية. وفي واقع الحال تكتمل الدورة الثرموديناميكية بأربعة أشواط كاملة للمكبس, ولهذا السبب يسمى محرك (IC) **محرك رباعي الأشواط**. ويخضع محرك الإشعال بالشرارة الى الدورة الديناميكية الحرارية المسماة **دورة أوتو** التي سيأتي شرحها في الفقرة القادمة.

ننصح القارئ بالاطلاع على المصادر المناسبة للحصول على وصف وتحليل شامل لمحركات (IC).

7.5 Otto Cycle

The scientist **Nicolaus A. Otto** built the first four-stroke engine in 1876. The engine operation was based on an ideal cycle called the **Otto cycle** which consists of two reversible adiabatic processes and two reversible **isochoric processes**. Since the four processes are internally reversible, an ideal power cycle called the **ideal Otto cycle** is formed. In this cycle, the combustion process is replaced by heat addition, and the exhaust process is replaced by a heat rejection process. The heat rejection process ends at the DBC to restore the working fluid to the initial state, (Fig 7.6). Note that although the working fluid (or the system) of the Otto cycle is a mixture of fuel and air, it is assumed to be an ideal gas composed of air only.

7.5 دورة اوتو

قام العالم **نيكولاس أوتو** بتصميم وتصنيع اول محرك رباعي الاشواط في العام 1876. يرتكز عمل هذا المحرك على دورة ثرموديناميكية مثالية تسمى **دورة اوتو**. تتألف الدورة من عمليتين اديباتيين انعكاسيتين وعمليتين انعكاسيتين ثابتتا الحجم (اي **عمليتين ايسوكوريتين**). ونظراً لقابلية انعكاس العمليات الاربع داخلياً, تتشكل دورة طاقة مثالية تسمى **دورة اوتو المثالية**. تُستبدل في هذه الدورة عملية الاحتراق بعملية تزويد الحرارة, وعملية العادم بعملية طرد الحرارة. وتنتهي عملية طرد الحرارة في موقع المكبس (DBC) لإعادة مائع التشغيل إلى حالته الابتدائية (انظر الشكل 7.6).
لاحظ, على الرغم من ان مائع التشغيل (أو المنظومة) لدورة اوتو هو خليط من الوقود والهواء, لكن يُفترض انه غاز مثالي يتكون من الهواء فقط.

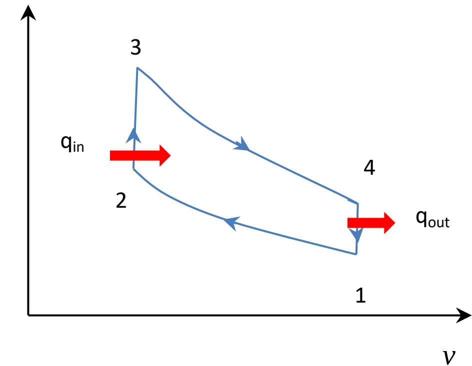


Figure 7.6 The ideal Otto cycle

الشكل 7.6 دورة اوتو المثالية

The four processes of the ideal Otto cycle that replaced the six actual processes are:

1-2 Isentropic compression
2-3 Heat addition at constant volume
3-4 Isentropic expansion - power generation
4-1 Heat rejection at constant volume, when the piston is at the BDC position, the system returns to the initial state

العمليات الأربع لدورة أوتو المثالية التي حلت محل العمليات الفعلية الست هي:

2-1 الانضغاط الايسنتروبي
3-2 تزويد الحرارة بثبوت الحجم
4-3 التمدد الايسنتروبي – توليد الطاقة او القدرة
1-4 طرد الحرارة بثبوت الحجم, وعندما يكون المكبس في موقع (BDC), تعود المنظومة الى حالتها الابتدائية

7.5.1The Otto Cycle Efficiency

7.5.1 كفاءة دورة اوتو

The thermal efficiency of η_{Otto} is:

تكتب معادلة الكفاءة بالصيغة:

$$\eta_{Otto} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2)}$$

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (7.4)$$

The processes 1-2 and 3-4 are isentropic and $v_1 = v_4$, $v_2 = v_3$, thus

لما كانت العمليات (3-4) و (1-2) ايسنتروبية وان ($v_1 = v_4$) و ($v_2 = v_3$,), اذن

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\gamma-1}, \quad \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{\gamma-1}, \quad \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\gamma-1}$$

The ratio of the maximum volume to the minimum volume of the cycle is called the **compression ratio** denoted r_c.

تسمى نسبة الحجم الاقصى الى الحجم الادنى للدورة **نسبة الانضغاط** , يرمز لها (r_c).

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{v_4}{v_3} = r_c \quad (7.4\ A)$$

$$\therefore \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} = 1/r_c^{\gamma-1}, \quad T_1 = T_2(1/r_c^{\gamma-1}), \quad T_4 = T_3(1/r_c^{\gamma-1})$$

Substitution into equation 7.3 and simplification gives:

يمنح التعويض في المعادلة (7.3) وتبسيطها الاتي:

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (7.5)$$

Equation 7.5 is valid for a cycle with the system being cold air that obeys the ideal gas laws with constant specific heats. In other words, the working fluid is considered as a perfect gas throughout the cycle processes. Equation 7.5 shows that the efficiency for any closed system that operates on the Otto cycle depends on the compression ratio r_c and the ratio of the specific heats γ.

يصح تطبيق المعادلة (7.5) على اي دورة تعتمد منظومة الهواء البارد كمائع للتشغيل, شريطة ان يتبع الهواء قوانين الغاز المثالي بثبوت السعات الحرارية. بمعنى آخر, اعتبار مائع التشغيل غازاً تاماً اثناء عمليات الدورة. تبين المعادلة (7.5) بأن قيمة كفاءة المنظومة المغلقة التي تعمل على اساس دورة أوتو, تعتمد على قيمة نسبة الانضغاط (r_c) وعلى (γ). علماً ان (γ) هي نسبة السعة الحرارية بثبوت الضغط الى السعة الحرارية بثبوت الحجم.

7.5.2 Mean Effective Pressure

7.5.2 متوسط الضغط الفعال

The **mean effective pressure** denoted P_{mep} is a parameter to measure the engine capacity to deliver external work.

يُعد **متوسط الضغط الفعال** معلمة لقياس قدرة المحرك على انجاز الشغل الخارجي, يرمز له (P_{mep}).

It is defined as the *net work done per cycle divided by the* ***swept volume***. In fact it is replacing the area under the P-V diagram of Fig 7.7 A_1 with an equivalent rectangular area A_2, which is equal to P_{mep} x swept volume by the piston. Thus, the mean effective pressure is

ويعرف على أنه *صافي الشغل المنجز في الدورة مقسومًا على* ***الحجم المزاح***. وفي الواقع هو بمثابة استبدال مساحة المنطقة الواقعة تحت مخطط (P-V) (A_1), التي تمثل صافي الشغل في الشكل (7.7), بمستطيل يكافئها بالمساحة (A_2), حيث ان مساحة المستطيل تساوي (P_{mep}) مضروباً بالحجم الذي يزيحه المكبس, وعليه, تكتب معادلة متوسط الضغط الفعال كما يلي

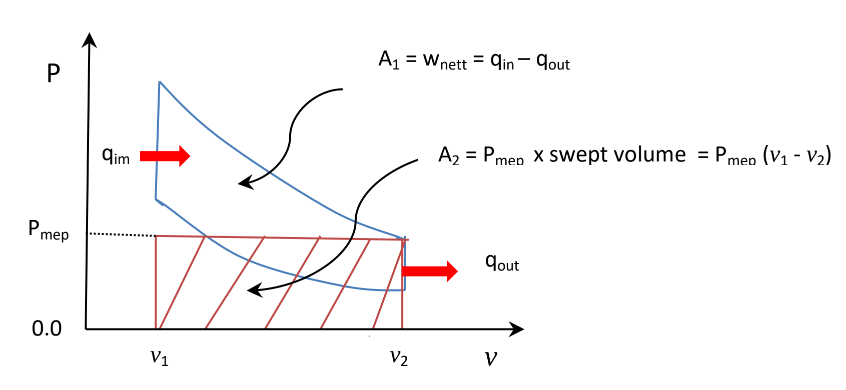


Figure 7.7 The mean effective pressure **الشكل 7.7** متوسط الضغط الفعال

$$A_1 = A_2 \quad \text{thus,} \quad w_{nett} = q_{in} - q_{out} = P_m (v_1 - v_2)$$

$$P_{mep} = \frac{W_{net}}{V_1 - V_2} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{V_1 - V_2} = \frac{q_{in} - q_{out}}{v_1 - v_2} \qquad (7.6)$$

Equation 7.6 indicates that a higher value of P_{mep} means greater power generation by the reciprocating engine.

تشير المعادلة (7.6) الى ان القيمة المرتفعة لمتوسط الضغط (P_{mep}) تعني توليد قدرة اعظم بواسطة المحرك الترددي.

Example 7.2

المثال 7.2

Calculate the Otto efficiency of an IC engine with a bore of 5.5 cm and a stroke of 7.5 cm and **clearance volume** of 22 cm^3. $\gamma = 0.4$

احسب كفاءة دورة اوتو لمحرك احتراق داخلي قطر اسطوانته (5.5 cm), وطول شوط مكبسة (7.5 cm), و**حجم الخلوص** فيه (الحجم المضغوط المتبقي) يساوي (22 cm^3). علماً ان ($\gamma = 0.4$)

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$d = 5.5 \text{ cm}, \text{Stroke} = 7.5 \text{ cm}, \text{Clearance} = 22 \text{ cm}^3, \gamma = 0.4$$

Find

اوجد

$$\eta_{Otto}$$

Assumptions

الافتراضات

- The engine works on an Otto ideal cycle with air as the working fluid.
- Air is a perfect gas with γ = 0.4

- يشتغل المحرك بدورة اوتو المثالية باستخدام الهواء كمائع للتشغيل.
- الهواء غاز تام مع (γ = 0.4)

Analysis

التحليلات

We apply equation 7.5 to determine the efficiency of the cycle.

نطبق المعادلة (7.5) لتحديد قيمة كفاءة اوتو.

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \qquad \text{(Eqn. 7.5)}$$

Compression ratio $\left(r_c = \frac{V_1}{V_2}\right)$ نسبة الانضغاط

$$r_c = \frac{\text{Total volume (الحجم الكلي)}}{\text{Clearance volume (الحجم المتبقي)}}$$

$$r_c = \frac{\text{Swept volume (الحجم المزاح)} + \text{Clearance volume (الحجم المتبقي)}}{\text{Clearance volume (الحجم المتبقي)}}$$

Swept volume (الحجم المزاح) = $\pi d^2/4$ x Stroke = $(\pi \times 5.5^2/4) \times 7.5 = 178.187\ cm^3$

$$r_c = (178.187 + 22)/22 = 9.099$$

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{9.099^{0.4-1}} = 0.5865 = \underline{58.65\%}$$

Example 7.3

المثال 7.3

A heat engine working on the Otto cycle is supplied with air at 150 kPa, 30°C. The compression ratio of the cycle is 7.75. The temperature at the end of the compression is 600 K and the heat supplied at constant volume is 750 kJ/kg. The temperature at the end of expansion is 830 K. Calculate the maximum pressure and temperature of the cycle, the cycle efficiency, and the mean effective pressure. Sketch the P-v and T-s diagrams.

يُزود محرك حراري يشتغل على اساس دورة أوتو بالهواء عند ضغط (150 kPa) ودرجة حرارة تساوي (30°C). وكانت نسبة الانضغاط في الدورة 7.75, ودرجة الحرارة في نهاية شوط الانضغاط (600 K), وكمية الحرارة المزودة بثبوت الحجم (750 kJ/kg). فاذا علمت ان درجة الحرارة في نهاية شوط التمدد تساوي (830 K), احسب أقصى ضغط واقصى درجة الحرارة اثناء الدورة, واحسب كفاءة الدورة ومتوسط الضغط الفعال. ارسم مخططي (P-v) و (T-s) لدورة اوتو.

$C_P = 1.005$ kJ/kgK, $C_v = 0.718$ kJ/kgK

Solution

الحل

Given **المعلوم**

P_1 = 150 kPa, T_1 = (30 +273) K, T_2 = 600 K, T_4 = 830 K, q_{in} = 750 kJ/kg, r_c = 7.75 , C_P = 1.005, C_v = 0.718

Find **اوجد**

P_{max} T_{max}, η_{Otto}, P_{mep}

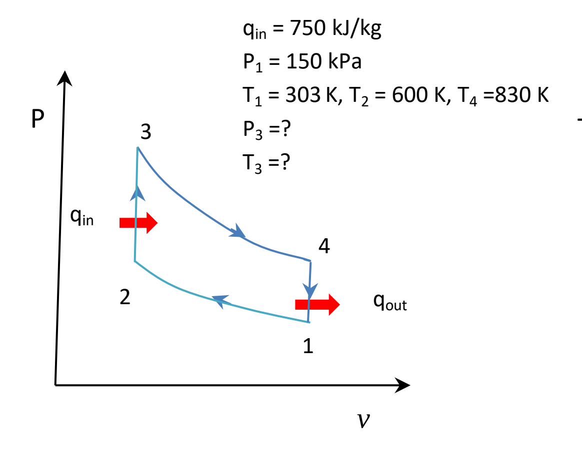
Plot the P-v and T-s diagrams وارسم مخططات (P-v) و (T-s)

Assumptions **الافتراضات**

- Air is a perfect gas
- All processes are internally reversible

- الهواء غاز تام
- تعد جميع العمليات قابلة للانعكاس داخلياً

Analysis **التحليلات**



P-v diagram

T
q_in
3
2
4
1
q_out
s

T-s diagram

It is shown on the P-v diagram that the maximum pressure and maximum temperature are P_3 and T_3 respectively. Thus,

يتضح في مخطط (P-v) ان قيمة الضغط القصوى هي (P_3) وقيمة درجة الحرارة القصوى هي (T_3). اذن,

$$q_{in} = C_v\,(T_3 - T_2)$$

$$750 = 0.718\,(T_3 - 600)$$

$$T_3 = \underline{1644.568\ K}$$

$$P_2\, v_2^{\gamma} = C \quad , \qquad (P_1/P_2) = (T_1/T_2)^{\gamma/(\gamma-1)}$$ (Isentropic process عملية ايسنتروبية)

$$\gamma = C_P/C_v = 1.005/0.718 = 1.4$$

$$(150/P_2) = (303/600)^{1.4/(1.4-1)}$$

$$P_2 = 1638.98\ kPa$$

$$P_2 v_2/T_2 = P_3 v_3/T_3 , \qquad v_2 = v_3$$

$$P_3 = P_2 T_3/T_2 = 1638.98 \times 1644.568 / 600 = 4518.043 \text{ kPa} = \underline{4.482 \text{ MPa}}$$

The Otto efficiency is given by equation 7.5,

تُحسب كفاءة اوتو باستخدام المعادلة (7.5),

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \qquad \text{(Eqn. 7.5)}$$

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{7.75^{1.4-1}} = 0.5591 = \underline{55.91\%}$$

To determine the mean effective pressure, we apply equation 7.6,

نطبق المعادلة (7.6) لحساب متوسط الضغط الفعال,

$$P_{mep} = \frac{W_{net}}{V_1 - V_2} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{V_1 - V_2} = \frac{q_{in} - q_{out}}{v_1 - v_2} \qquad \text{(Eqn. 7.6)}$$

$$q_{out} = C_v (T_4 - T_1) = 0.718 (830 - 303) = 378.386 \text{ kJ/kg}$$

$$v_1/v_2 = 7.75$$

$$v_1 = 7.75\, v_2 \qquad v_2 = R\, T_2/P_2, \qquad C_P - C_v = R,\ R = 1.005 - 0.718 = 0.287 \text{ kJ/kgK}$$

$$v_2 = 0.287 \times 600 / 1638.98 = 0.1050 \text{ m}^3$$

$$v_1 = 7.75 \times 0.1050 = 0.8137 \text{ m}^3$$

$$P_{mep} = \frac{q_{in} - q_{out}}{v_1 - v_2} = \frac{750 - 378.386}{0.8137 - 0.1050} = \underline{524.36 \text{ kPa}}$$

Exercise

Repeat solving the example using nitrogen as the working fluid. Find C_P and R from internet.

تمرين

كرر حل المثال باستخدام النايتروجين كمائع للتشغيل. اوجد قيم (R) و (C_P) من الانترنت.

7.6 Diesel Cycle

Rudolf Diesel proposed an IC - reciprocating engine that ignites combustion by compression instead of spark plugs. The Diesel engine is also known as the **compression ignition engine (CI)**.

7.6 دورة ديزل

اقترح **رودولف ديزل** محرك احتراق داخلي ترددي يقوم ببدء إشتعال عملية الاحتراق بواسطة الضغط بدلاً من شمعات الإشعال. ويُعرف محرك ديزل ايضاً بإسم **محرك الإشتعال بالضغط** او **محرك (CI)**.

In the Diesel engine, the spark plugs are replaced by a **fuel injector** which sprays the fuel into the cylinders. The fuel injection takes place when the piston is at the TDC position. The air is compressed before injection of the fuel into the cylinders. The fuel ignites on contact with the compressed and heated air. The piston is driven into motion by combustion products. The combustion process in the Diesel engine is considered as a constant pressure heat addition process, the heat is rejection process takes place at constant volume. The **Diesel cycle**, which is an ideal air cycle for a closed system, consists of four processes as shown in the P-*v* diagram of Fig 7.8.

في محرك الديزيل, تُستبدل شمعات الإشعال بجهاز **حاقن للوقود** الذي يقوم برش الوقود داخل الأسطوانات. تُنجز عملية حقن الوقود عندما يكون المكبس في موضع (TDC). وقبل حقن الوقود, يُضغط الهواء فيرتفع ضغطه ودرجة حرارته. يشتعل الوقود عند ملامسته الهواء المضغوط والمسخن مما يؤدي الى تحريك المكبس بواسطة الغازات الناتجة عن الاحتراق. وتُعد عملية الاحتراق في محرك الديزل بمثابة عملية تزويد حرارة بثبوت الضغط التي تُطرح بثبوت الحجم. تتكون دورة الديزل, وهي دورة هواء مثالية لمنظومة ثرموديناميكية مغلقة, من أربع عمليات كما هو موضح في في مخطط (P-*v*) للشكل (7.8).

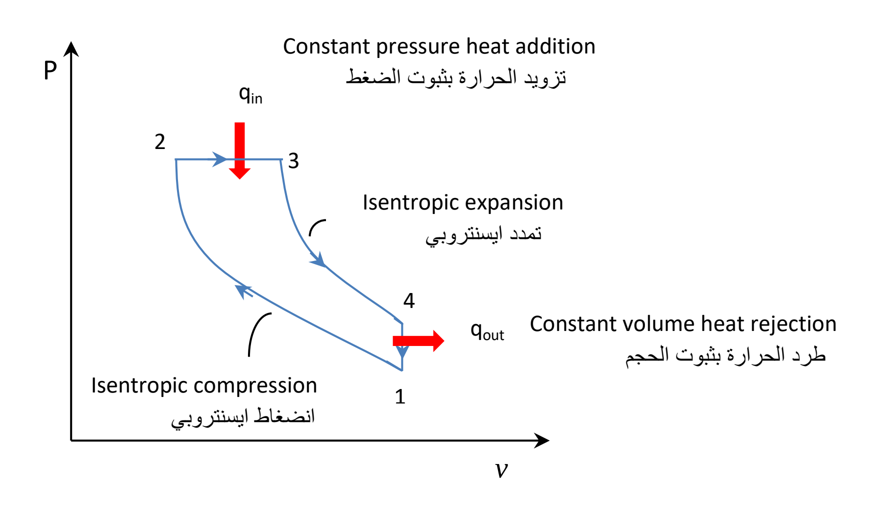


Figure 7.8 Diesel cycle, P-*v* diagram **الشكل (7.8)** دورة ديزل - مخطط (P-*v*)

Diesel cycle processes:

1-2 Isentropic compression
2-3 Constant pressure heat addition
3-4 Isentropic expansion
4-1 Constant volume heat rejection

عمليات دورة ديزل:

2-1 الانضغاط الايسنتروبي
3-2 تزويد الحرارة بثبوت الضغط
4-3 التمدد الايسنتروبي
1-4 طرد الحرارة بثبوت الحجم

Assuming air as a perfect gas, the Diesel cycle efficiency η_{Diesel} can be formulated as follows:

وبافتراض ان الهواء غاز تام, يمكن اشتقاق معادلة الكفاءة لدورة ديزل (η_{Diesel}) على النحو التالي:

$$\eta_{Diesel} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$$

$$q_{out} = C_v (T_4 - T_1) \quad , \quad q_{in} = C_p (T_3 - T_2)$$

$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{C_v (T_4 - T_1)}{C_P (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{\gamma (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{\gamma T_2 (T_3/T_2 - 1)}$$

Let us now write the efficiency in terms of compression ratio and **cut off ratio** r_k:

دعونا الآن نكتب الكفاءة بدلالة نسبة الانضغاط و **نسبة القطع** (r_k), حيث ان

$$r_k = \frac{v_3}{v_2} \qquad (7.7)$$

Applying the isentropic relations to get the efficiency in terms of r_c and r_k:

وبتطبيق قوانين الغاز الايسنتروبية نحصل على معادلة الكفاءة بدلالة (r_c) و (r_k):

$$\eta_{Diesel} = 1 - \left[\frac{1}{r_c^{\gamma-1}}\right]\left[\frac{r_k^{\gamma} - 1}{\gamma (r_k - 1)}\right] \qquad (7.8)$$

r_c is the compression ratio $= \frac{v_1}{v_2}$

Example 7.4

المثال 7.4

An engine works on an ideal Diesel cycle with the air-inlet pressure and temperature are 100 kPa and 20°C respectively. The engine compression ratio is 15/1 and the maximum temperature of the cycle is 1200°C. Determine the cycle efficiency.

يشتغل محرك على اساس دورة ديزل المثالية, حيث كان الضغط ودرجة حرارة الهواء الداخل (100 kPa) و (20°C) على التوالي. اذا علمت ان نسبة الانضغاط في المحرك (15/1), ودرجة الحرارة القصوى للدورة (1200°C), اوجد قيمة كفاءة الدورة.

$C_P = 1.005$ kJ/kgK, $C_v = 0.718$ kJ/kgK

Solution

الحل

Given

المعلوم

$T_1 = 20 + 273 = 293$ K, $T_3 = 1200 + 273 = 1473$ K, $P_1 = 100$ kPa, $r_c = 15$,
$C_P = 1.005$ kJ/kgK, $C_v = 0.718$ kJ/kgK

Find

اوجد

η_{Diese}

(η_{Diese})

Assumptions

الافتراضات

- Air is a perfect gas
- All processes are internally reversible

- الهواء غاز تام
- جميع عمليات الدورة قابلة للانعكاس داخلياً

Analysis

التحليلات

To find the efficiency, we first have to determine the amount of heat exchanges q_{in} and q_{out}. Thus, the temperatures T_2 and T_4 must be calculated.

يتعين علينا اولاً تحديد مقادير التبادل الحراري (q_{in}) و (q_{out}) للحصول على الكفاءة. وعليه, يجب حساب درجات الحرارة (T_2) و (T_4).

Process 1-2 is isentropic, thus

العملية 1-2 هي عملية ايسنتروبية, لذا

$$(T_2/T_1) = (v_1/v_2)^{\gamma-1} \qquad , \qquad v_1/v_2 = r_c = 15$$

$$\gamma = C_P/C_v = 1.005/0.718 = 1.4$$

$$T_2 = 293 \times 15^{1.4-1} = 865.573 \text{ K}$$

Since 2-3 is a constant pressure process, the ideal gas law is reduced to,

لما كانت العملية 2-3 تحدث بثبوت الضغط, لذا يختصر قانون الغازات المثالية الى,

$$(T_3/T_2) = (v_2/v_3)$$

$$(1473/865.573) = (v_3/v_2)$$

$$(v_2/v_3) = 1.701$$

Divide the ratio by v_4 $\quad (v_2/v_4)/(v_3/v_4) = 1.701 \quad$ (v_4) نقسم النسبة على الحجم

$$r_c = v_1/v_2 = v_4/v_2 = 15$$

$$(1/15)/(v_3/v_4) = 1.701$$

$$(v_3/v_4) = 1.701/15 \qquad , \qquad (v_4/v_3) = 15/1.701$$

For the isentropic expansion 3-4,

للعملية الايسنتروبية 4-3,

$$(T_3/T_4) = (v_4/v_3)^{\gamma-1}$$

$$1473/T_4 = (15/1.701)^{1.4-1}$$

$$T_4 = 616.679 \text{ K}$$

$$q_{in} = C_P (T_3 - T_2) = 1.005\,(1473 - 865.573) = 610.464 \text{ kJ}$$

$$q_{out} = C_v (T_4 - T_1) = 0.718\,(616.679 - 293) = 232.401 \text{ kJ}$$

$$\eta_{Diesel} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{232.401}{610.464} = 0.6191 = \underline{61.91\%}$$

Comments

The cut off ratio r_k is determined from Eqn. 7.7:

الملاحظات

نستطيع ايجاد نسبة القطع (r_k) من المعادلة ((7.7):

$$r_k = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2} = \frac{1473}{865.573} = 1.701$$

The efficiency can now be calculated using equation 7.8. Try it as an **exercise**.
We can also calculate the mean effective pressure as follows

يمكن الآن حساب الكفاءة باستخدام المعادلة (7.8). اوجد قيمتها **كتمرين**.
يمكننا أيضًا حساب متوسط الضغط الفعال كما يلي

$$P_{mep} = \frac{q_{in} - q_{out}}{v_1 - v_2}$$

$$P_1\, v_1 = R\, T_1$$

$$v_1 = 0.287 \times 293/100 = 0.8409 \text{ m}^3$$

$$r_c = v_1/v_2,\; v_2 = 0.8409/15 = 0.1681 \text{ m}^3$$

$$P_{mep} = \frac{q_{in} - q_{out}}{v_1 - v_2} = \frac{610.464 - 232.401}{0.8049 - 0.1681} = \underline{593.691 \text{ kPa}}$$

7.7 Dual Combustion Cycle

Fuel injection is very much used in modern IC engines, where the fuel is injected by a spring-loaded injector into the combustion chamber of the cylinder. In this case, the fuel is injected sooner compared to the diesel engine. As a result, it gets ignited at the end of the compression stroke. Therefore, part of the combustion occurs at constant volume, while the rest of the process takes place at constant pressure. The cycle is called the **dual combustion cycle** because it is a combination of the Otto and Diesel cycle. The P-v diagram of this cycle is shown in Fig 7.9.

The efficiency of the dual combustion cycle is calculated by eqn. 7.9. The amounts of heat added and rejected using the relevant temperature values at each point of the cycle are determined first.

7.7 دورة الاحتراق المزدوج

تُستخدم عملية **حقن الوقود** بشكل واسع في محركات (IC) الحديثة, حيث يُحقن الوقود في الجزء المخصص للاحتراق في الأسطوانة بواسطة جهاز حاقن متصل بنابض. يُحقن الوقود بوقت مبكر مقارنة بمحرك ديزيل. ولهذا السبب, يبدأ إشتعال الوقود في نهاية شوط الانضغاط مما يؤدي الى حدوث جزء من عملية الاحتراق بحجم ثابت, بينما تتم بقية العملية تحت ضغط ثابت. وقد سميت هذه الدورة **دورة الاحتراق المزدوج** لانها تجمع بين دورتي أوتو وديزل. يوضح الشكل (7.9) مخطط (P-v) لهذه لدورة.

تُحسب كفاءة دورة الاحتراق المزدوج باستخدام المعادلة (7.9) عن طريق تحديد كميات الحرارة المضافة والمطروحة باستخدام قيم درجة الحرارة ذات الصلة في كل نقطة من الدورة.

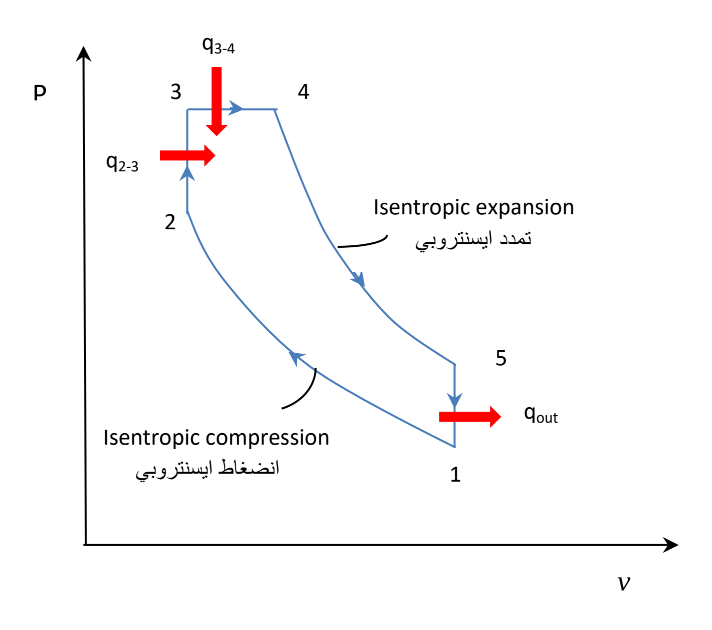


Figure 7.9 Dual combustion cycle- P-*v* diagram (P-*v*) دورة الاحتراق المزدوج مخطط **الشكل (7.9)**

The cycle processes are:

عمليات الدورة هي:

1-2 Isentropic compression
2-3 Constant volume heat addition
3-4 Constant pressure heat addition
4-5 Isentropic expansion
5-1 Constant volume heat rejection

2-1 الانضغاط الايسنتروبي
3-2 تزويد الحرارة بثبوت الحجم
4-3 تزويد الحرارة بثبوت الضغط
5-4 التمدد الايسنتروبي
1-5 طرد الحرارة بثبوت الحجم

The efficiency is expressed as

تُكتب معادلة الكفاءة بالصيغة التالية

$$\eta = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{C_v(T_5 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2) + C_P(T_4 - T_3)} \quad (7.9)$$

Example 7.5

ألمثال 7.5

The intake conditions of air for an engine are 25°C and 1 bar. The compression ratio is 17/1 and the maximum pressure is 70 bar. If The heat added at constant volume = 1.2 x the heat added at constant pressure, Determine the thermal efficiency of the engine based on the dual combustion cycle.

اذا كانت الظروف عند دخول الهواء لمحرك معين هي 25 درجة مئوية و 1 بار. وكانت نسبة الانظغاط (17/1), واقصى قيمة للضغط تساوي 70 بار. فاذا علمت ان (مقدار الحرارة المضافة بحجم ثابت) = 1.2 × (مقدار الحرارة المضافة بضغط ثابت), بناء على حقيقة ان المحرك يعمل بدورة الاحتراق المزدوج, حدد قيمة الكفاءة الحرارية.

C_P = 1.005 kJ/kgK, C_v = 0.718 kJ/kgK

Solution الحل

Given المعلوم

T_1 = 25 + 273= 298 K, P_1 = 1 bar = 100 kPa, P_3 = 70 bar = 7000 kPa

r_c = 17, q_{2-3} = 1.2 x q_{3-4} ,C_P = 1.005 kJ/kgK, C_v = 0.718 kJ/kgK

Find اوجد

The dual cycle thermal efficiency η_{Dual}

الكفاءة الحرارية لدورة الاحتراق المزدوج (η_{Dual})

Assumptions الافتراضات

- Air is a perfect gas
- All processes are internally reversible

- الهواء غاز تام
- جميع عمليات الدورة قابلة للانعكاس داخلياً

Analysis التحليلات

The efficiency of the dual combustion cycle is calculated by an equation similar to 7.1 or eqn. 7.8 A.

تُحسب كفاءة دورة الاحتراق المزدوج باستخدام معادلة مماثلة للمعادلة (7.1), او المعادلة (7.8 A).

$$\eta_{Dual} = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \qquad \text{(Eqn. 7.9)}$$

$q_{out} = C_v (T_5 - T_1)$

$q_{in} = q_{2-3} + q_{3-4} = C_v (T_3 - T_2) + C_p (T_4 - T_3)$

$T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{\gamma-1}$ (isentropic compression) , γ = 1.005/0.718 = 1.4

$T_2 = 298 \times 17^{(1.4-1)} = 925.541$ K

For the constant volume process: (2-3) للعملية ثابتة الحجم:

$P_3/T_3 = P_2/T_2$, because $v_1 = v_2$

$P_2/P_1 = (v_1/v_2)^{\gamma}$ (1-2 is an hsentropic process عملية ايسنتروبية)

$P_2 = 100 \times 17^{1.4} = 5279.933$ kPa

$T_3 = T_2 \times P_3/P_2 = 925.541 \times 7000 / 5279.933 = 1227.958$ K

We can evaluate T_4 from the following relation نستطيع حساب (T_4) من العلاقة التالية

$q_{2-3} = 1.2 \times q_{3-4}$

Substitution yields: وبالتعويض ينتج:

$C_v (T_3 – T_2) = 1.2 \times C_P (T_4 - T_3)$

$0.718 (1227.958 - 925.541) = 1.2 \times 1.005 (T_4 - 1227.958)$

$T_4 = 1408$ K

T_5 is calculated by applying the following equation تُحسب (T_5) بتطبيق المعادلة الاتية

$T_4/T_5 = (v_5/v_4)^{\gamma-1}$ (4-5 isentropic expansion تمدد ايسنتروبي)

$v_5/v_4 = v_1/v_4 = (v_1/v_3)(v_3/v_4) = (v_1/v_2)(v_3/v_4)$

$v_3/v_4 = T_3/T_4$ (constant pressure process عملية بثبوت الضغط)

$v_3/v_4 = 1227.958 / 1408 = 0.872$

$v_1/v_2 = 17$

$\therefore v_5/v_4 = 17 \times 0.872 = 14.826$

$T_4/T_5 = (v_5/v_4)^{\gamma-1} = 1408/T_5 = 14.826^{1.4-1}$

$T_5 = 478.911$ K

$q_{in} = q_{2-3} + q_{3-4} = C_v (T_3 – T_2) + C_p (T_4 - T_3)$

$q_{in} = 0.718 (1227.958 – 925.541) + 1.005 (1408 - 1227.958) = 398.075$ kJ

$q_{out} = C_v (T_5 – T_1) = 0.718 (478.911 – 298) = 129.894$ kJ

$$\eta_{Dual} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{C_v(T_5 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2) + C_P(T_4 - T_3)} = 1 - \frac{129.894}{398.075} = 0.6736 = \underline{67.36\%}$$

7.8 Brayton Cycle

The **Brayton cycle** is an ideal gas cycle which was first applied to reciprocating engines burning oil. However, the cycle is nowadays applied to closed-cycle **gas turbine** systems. Air is the working fluid and the cycle analyses are based on ideal gas model with constant specific heats, in other words, air is considered as a perfect gas for the purpose of evaluating the efficiency.

7.8 دورة برايتن

تُعد **دورة برايتون** دورة غاز مثالية تم تطُبيقها لأول مرة على المحركات الترددية التي تحرق الوقود النفطي. ولكن, تُطبق الدورة في هذه الايام على منظومات **التوربينات الغازية** ذات الدورة المغلقة. يستخدم الهواء كمائع للتشغيل في هذه الدورة, حيث تعتمد تحليلات الدورة على نموذج الغاز المثالي ثابت الحرارة النوعية, أي اعتبار الهواء غازاً تاماً لغرض تقييم الكفاءة.

Gas turbines are used to generate power in open systems as well as closed systems. In the open system, air is supplied to the compressor, and the air at higher pressure and temperature is then fed to the combustion chamber. The fuel-air mixture is burned at constant pressure inside the combustion chamber. The combustion products at a higher pressure and temperature enter the turbine and expand to deliver power. The hot gases exit the turbine as exhaust to the atmosphere. This system is shown in Fig 7.10-(a), and it is commonly used in some cars and truck engines.

تستخدم التوربينات الغازية لتوليد الطاقة في المنظومات المفتوحة وكذلك في المنظومات المغلقة. ففي المنظومة المفتوحة, يتم امداد الهواء الى الضاغط لزيادة ضغطه ودرجة حرارته ثم تزويده الى صندوق الاحتراق حيث يختلط بالوقود ويحترق بثبوت الضغط. تدخل نواتج الاحتراق بضغط عالٍ ودرجة حرارة عالية إلى التوربين فتتمدد فيه لتوليد الطاقة او القدرة. واخيراً, تخرج الغازات الساخنة, اي غازات العادم, من التوربين الى الغلاف الجوي. تستخدم هذه المنظومة الموضحة في الشكل (7.10-(a)) على نطاق واسع في بعض محركات السيارات والشاحنات.

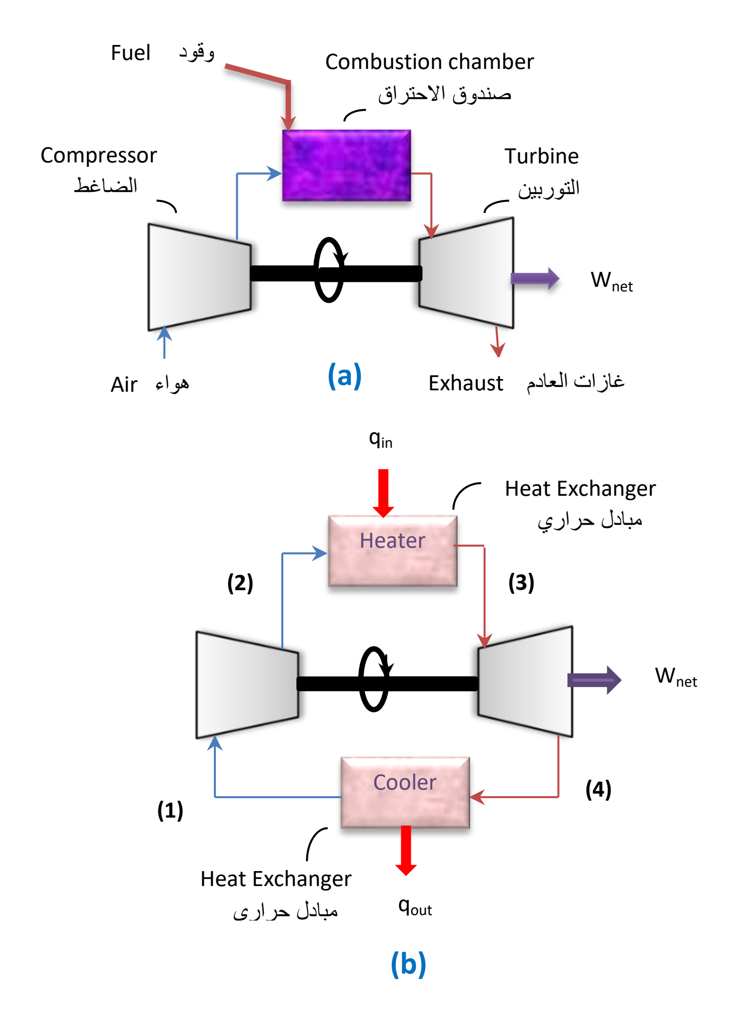


Figure 7.10 Gas Turbine open cycle (a) دورة التوربين الغازي المفتوحة **الشكل 7.10**

Gas Turbine closed cycle (b) دورة التوربين الغازي المغلقة

The closed system is shown in Fig 7.10-(b), consists of two heat exchangers, a compressor and a gas turbine. This power generating system is typically used in nuclear power stations. For the closed system, the combustion chamber is replaced by a heat exchanger which is supplied with energy from an external source. The second heat exchanger is installed to cool the air before it is recycled to the compressor.

يبين الشكل ((7.10-(b) المنظومة المغلقة التي تتألف من مبادلين حراريين وضاغط وتوربين غازي. وعادة ما تستخدم مثل هذه المنظومات لتوليد الطاقة الكهربائية في محطات الطاقة النووية. وفي المنظومة المغلقة, يُستبدل صندوق الاحتراق بمبادل حراري يُزود بالطاقة من مصدر خارجي. اما المبادل الحراري الثاني فهو يعمل على تبريد الهواء قبل إعادة تدويره إلى الضاغط.

The closed gas-turbine system works on the **Brayton ideal cycle** which is made up of four reversible processes:

1-2 Isentropic compression
2-3 Constant pressure heat addition
3-4 Isentropic expansion
4-1 Constant pressure heat rejection

يعمل نظام التوربينات الغازية المغلقة **بدورة برايتون المثالية** التي تتكون من أربع عمليات انعكاسية:

2-1 الانضغاط الايسنتروبي
3-2 تزويد الحرارة بثبوت الضغط
4-3 التمدد الايسنتروبي
1-4 طرد الحرارة بثبوت الضغط

The four processes are obviously steady flow processes. The P-v and T-s diagrams of the Bryton cycle are shown in Fig 7.11.

من البديهي ان تكون العمليات الاربع لدورة برايتن عمليات جريان مستقر. ويوضح الشكل (Fig 7.11) مخطط (P-v) ومخطط (T-s) لدورة برايتن.

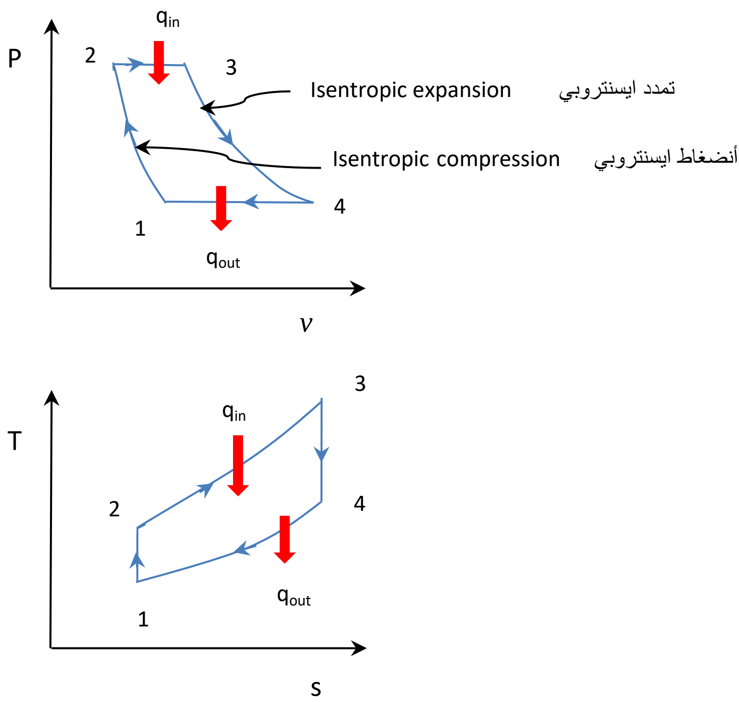


Figure 7.11 Brayton cycle, P-v and T-s diagrams
الشكل 7.11 دورة برايتون - مخططات (P-v) و (T-s)

The ideal Brayton cycle efficiency $\eta_{Brayton}$ is developed as follows

يمكن اشتقاق كفاءة دورة برايتون المثالية ($\eta_{Brayton}$) على النحو التالي

$$\eta_{Brayton} = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \qquad (7.10)$$

$$\eta_{Brayton} = 1 - \frac{C_P(T_4 - T_1)}{C_P(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

$$T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma} = r_p^{(\gamma-1)/\gamma} \qquad T_2 = T_1\,(r_p^{(\gamma-1)/\gamma})$$

$r_p = \frac{P_2}{P_1}$ = the **pressure ratio** **(نسبة الضغط)** (7.10A)

Similarly,

وبطريقة مماثلة نحصل على,

$$T_3/T_4 = (P_3/P_4)^{(\gamma-1)/\gamma} = r_p^{(\gamma-1)/\gamma} \qquad T_3 = T_4\,(r_p^{(\gamma-1)/\gamma})$$

Substitution gives:

وبالتعويض:

$$\eta_{Brayton} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_4 - T_1)\, r_p^{((\gamma-1)/\gamma}}$$

$$\eta_{Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{((\gamma-1)/\gamma}} \qquad (7.11)$$

Where r_p is the **pressure ratio** and γ is the specific heat ratio. Equation 7.11 shows that the efficiency of the Brayton cycle increases with the increase of the pressure ratio of the gas turbine. The ratio of the compressor work to the turbine work is known as the **back work ratio**. If this ratio in a power plant is high, it means larger portion of the turbine work is returned to the compressor. There is also, the **work ratio** which is the net work done (q_{in}- q_{out}) divided by the turbine work w_T.

حيث يمثل الرمز (r_p) **نسبة الضغط** والرمز (γ) هو نسبة الحرارات النوعية. ويتضح من المعادلة (7.11) أن كفاءة دورة برايتون تزداد بزيادة نسبة الضغط في التوربين الغازي. تسمى نسبة الشغل المزود الى الضاغط إلى شغل التوربين **نسبة الشغل المعاد**, فإذا كانت هذه النسبة في محطة لانتاج الطاقة عالية, فهذا يعني أنه يتم اعادة الجزء الاكبر من شغل التوربين الى الضاغط. وهناك أيضًا **نسبة الشغل**, وهي تساوي صافي الشغل ((q_{in} - q_{out})) مقسوماً على الشغل الذي ينجزه التوربين (w_T).

The actual cycle efficiency is obviously much less than the ideal cycle efficiency, due to irrevesibilities incurred by friction and heat losses in the system.

من البديهي ان تكون كفاءة الدورة الفعلية أقل بكثير من كفاءة الدورة المثالية بسبب وجود اللا انعكاسيات الناالتجة عن الاحتكاك وفقدان الحرارة في المنظومة.

Let us now solve an example to show how to evaluate the efficiency of a simple ideal Brayton cycle.

دعونا لآن نحل مثالاً يوضح طريقة تقييم كفاءة دورة برايتون المثالية البسيطة.

Example 7.6

A gas-turbine power plant operates on the ideal Brayton cycle with a pressure ratio of 8.5. If the minimum temperature is 25°C and the maximum temperature is 780°C, determine the cycle efficiency, the work ratio and the back work ratio. γ =1.4

المثال 7.6

تشتغل محطة غاز توربينية لتوليد الطاقة على اساس دورة برايتون المثالية بنسبة ضغط مقدارها 8.5 . اذا كانت درجة الحرارة الدنيا 25 درجة مئوية ودرجة الحرارة القصوى 780 درجة مئوية, احسب كفاءة الدورة ونسبة الشغل ونسبة الشغل المعاد. (γ =1.4)

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$T_1 = 25 + 273 = 298 \text{ K},\ T_3 = 780 + 273 = 1053 \text{ K},\ r_p = 8.5$$

Find

اوجد

$\eta_{Brayton}$, work ratio, back work ratio

الكفاءة $\eta_{Brayton}$ ونسبة الشغل ونسبة الشغل المعاد

Assumptions

- Steady flow reversible processes
- Air is a perfect gas
- Kinetic and potential energy are negligible

الافتراضات

- جميع العمليات هي عمليات جريان مستقرانعكاسية
- الهواء غاز تام
- تهمل كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Analysis

The efficiency is determined by equation 7.11,

التحليلات

نقييم الكفاءة باستخدام المعادلة (7.11),

$$\eta_{Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{((\gamma-1)/\gamma)}} \qquad \text{(Eqn.7.11)}$$

$$\eta_{Brayton} = 1 - 1/(8.5^{(1.4-1)/1.4}) = 0.4574 = \underline{45.74\%}$$

Work ratio (نسبة الشغل) = $(q_{in} - q_{out})/w_T = [C_P (T_3 - T_2) - C_p (T_4 - T_1)]/(h_3 - h_4)$

Work ratio = $[C_P (T_3 - T_2) - C_p (T_4 - T_1)]/(C_P (T_3 - T_4)) = [(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)]/((T_3 - T_4))$

Work ratio (نسبة الشغل) = $1 - (T_2 - T_1)/(T_3 - T_4)$

$$T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma} = (r_p)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$T_2 = T_1 . (r_p)^{(\gamma-1)/\gamma} = 298 \times 8.5^{(1.4-1)/1.4}$

$T_2 = 549.214$ K

$T_3 / T_4 = (P_3/P_4)^{(\gamma-1)/\gamma}$, $P_3 = P_2$ and $P_4 = P_1$

$T_3 / T_4 = (r_p)^{(\gamma-1)/\gamma}$, $T_4 = T_3 /(r_p)^{(\gamma-1)/\gamma}$

$T_4 = 1053/(8.5^{(1.4-1)/1.4}) = 571.351$ K

Work ratio = $1 – (T_2 - T_1)/(T_3 - T_4)$ = 1- (549.214 - 298)/(1053 – 571.351)

Work ratio = 0.478 = نسبة الشغل

The back work ratio = compressor work in/ Turbine work out = $w_c/w_T = (h_2 - h_1)/(h_3 – h_4)$

The back work ratio = $C_P (T_2 - T_1)/ C_P (T_3 – T_4)$ = (549.214 – 298)/(1053 – 571.351)

The back work ratio (نسبة الشغل المعاد) = 0.521

Comments

The value of the back work ratio indicates that 52.1% of the work generated by the turbine is returned to the compressor to contribute to its operation.

الملاحظات

تشير قيمة نسبة الشغل المعاد الى ان 52.1 % مما يولده التوربين من الشغل يًعاد الى الضاغط للمساهمة في تشغيله.

7.9 Brayton Cycle with Intercooling, Reheating & Regeneration

The compression of gases increases temperature according to the ideal gas law. The power required to compress a quantity of a gas can be reduced by multi-compression with **intercooling**. Isothermal compression is approached by increasing the number of stages. On the other hand, the power output of the turbine can be increased by using more than one stage of expansion with **reheating** between the stages. The temperature of the exhaust gas from the turbine is relatively higher than the temperature of the air exiting the compressor. Consequently, a heat exchanger can be installed between the combustion

7.9 دورة برايتون بشمول التبريد البيني واعادة التسخين وتجديد الحرارة

يؤدي رفع ضغط الغاز إلى زيادة بدرجة حرارته وفقًا لقانون الغازات المثالية. ويمكن الحصول على ضغوط عالية باستخدام مراحل انضغاط متعددة مصحوبة بعملية **تبريد بيني** لخفض درجة الحرارة وكذلك تقليل متطلبات الطاقة. وبهذه الطريقة, تقترب عملية رفع الضغط الى الانضغاط الايسوثرمي من خلال زيادة عدد المراحل. ومن ناحية أخرى, يمكن زيادة إسخراج الطاقة من التوربين باستخدام أكثر من مرحلة تمدد واحدة مع **إعادة التسخين** بين المراحل. وبما ان درجة حرارة غاز العادم من التوربين أعلى نسبيًا من درجة حرارة الهواء الخارج من الضاغط, لذا نستطيع تركيب مبادل حراري بين صندوق

chamber and the compressor to recover heat from the exhaust and increase the temperature of the high pressure gas. The counter-flow exchanger used for this purpose is known as a **regenerator**. This heat regeneration system obviously reduces the fuel requirements. Consequently, utilizing a regenerator combined with intercooling and reheating improves the thermal efficiency of the ideal Brayton cycle. Figure 7.12 shows a schematic of a gas turbine plant with a heat regenerator that includes two-stage gas compression and two-stage expansion as well. The details of the efficiency calculation for such a cycle can be looked at in the relevant resources.

الاحتراق والضاغط للاستفادة من الحرارة المستخلصة من العادم في زيادة درجة حرارة الغاز المضغوط. يُعرف المبادل الحراري ذو الجريان المتعاكس الذي يستخدم لهذا الغرض **معزز الحرارة**. ومن البديهي ان منظومة تعزيز الحرارة هذه تقلل من متطلبات الوقود, وبناء على ذلك فإن استخدام مُعزز الحرارة مع التبريد البيني وإعادة التسخين يحسن الكفاءة الحرارية لدورة برايتون المثالية. يوضح الشكل (7.12) رسمًا تخطيطيًا لمحطة توربينات غازية مع المعزز حراري, حيث تتضمن الدورة انضغاط الغازعلى مرحلتين وتمدده في التوربين على مرحلتين ايضاً. يمكن للقارىء الاطلاع على تفاصيل حساب الكفاءة لمثل هذه الدورات في المصادر العلمية ذات الصلة.

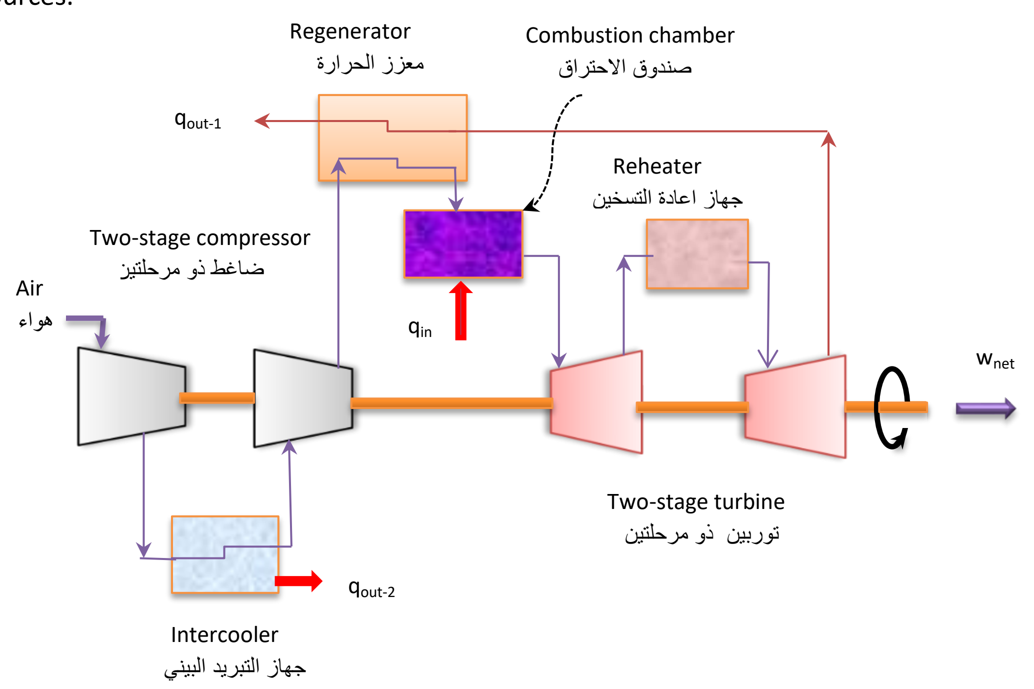


Figure 7.12 Open Brayton cycle with regeneration, intercooling and reheating

الشكل 7.12 دورة برايتون المفتوحة مع تجديد حراري وتبريد البيني واعادة التسخين

7.10 Multi-stage Compression

High pressures at high gas flow rates can be achieved by **multi-stage rotary compressors**. Such compressors are used to provide reasonable high pressures in the oil and gas industry, where large and heavy compressors are usually installed to raise the pressure of dry gas or natural gas in the oil industry.

Multi-stage reciprocating compressors provide high pressures, but deliver relatively lower quantities of compressed gas. The construction and operation of a reciprocating compressor are similar to those of the piston pump. However, the sealing rings of the machine are carefully and precisely assembled. The compression of a gas results in a reduction in volume and a rise in temperature and therefore the compressor requires cooling. A multistage compressor with intercooling is used to achieve very high pressures with cooling between the stages. A sketch of a two-stage compressor with intercooling is shown in Fig 7.13,

7.10 الانضغاط متعدد المراحل

يمكن تحقيق ضغوط مرتفعة بمعدلات تدفق عالية للغازات بواسطة **ضواغط دوارة متعددة المراحل**, وتُستخدم مثل هذه الضواغط لتوفير ضغوط عالية ضمن المعقول في صناعة النفط والغاز, حيث يُنصب عادة ضواغط كبيرة الحجم وثقيلة لزيادة ضغط الغاز الجاف أو الغاز الطبيعي ضمن عمليات تصنيع الغاز في المجال النفطي.

توفر **الضواغط الترددية متعدد المراحل** ضغوطًا عالية للغاز ولكن بكميات اقل نسبياً. يشبه الضاغط الترددي المضخة ذات المكبس من حيث العمل والتركيب, إلا أن وسائل منع التسرب تكون ادق احكاماً. ويتناقص حجم الغاز عند ازدياد ضغطه فترتفع درجة حرارته مما يستلزم تبريد الضاغط. ولهذا يستخدم ضاغط متعدد المراحل مع التبريد البيني للحصول على ضغوط فائقة, حيث يتم تبريد الغاز ما بين المراحل. يبين الشكل (7.13) رسماً تخطيطياً لضاغط ذي مرحلتين مع التبريد البيني.

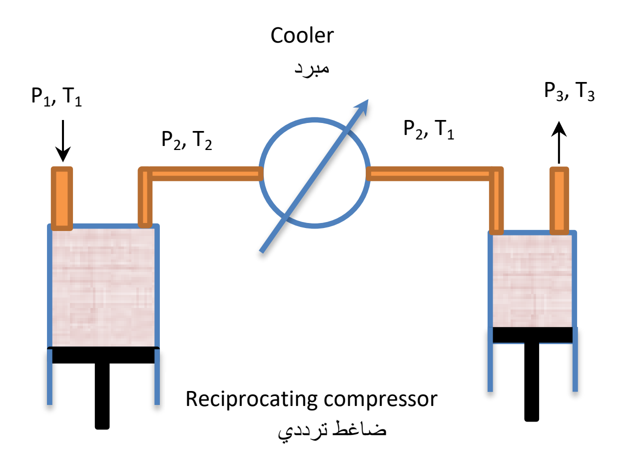


Figure 7.13 Two stage compression **الشكل 7.13** انضغاط الغاز بمرحلتين

The gas enters the first stage at pressure P_1 and temperature T_1. It is compressed by the piston to P_2 with the temperature rising to T_2. The gas is then cooled in the cooler to T_1. Next, the gas is compressed to P_3, in the smaller stage 2, where its temperature rises to T_3. The compression of the gas follows the ideal gas relation ($P v = R T$). If the compression process is considered isentropic, the gas will also follow

يدخل الغاز إلى اسطوانة المرحلة الأولى بضغط (P_1) ودرجة حرارة (T_1), ثم يُرفع ضغطه بواسطة المكبس إلى (P_2) فرتفع درجة حرارته إلى (T_2). بعد ذلك, يمر الغاز في المُبَرد الذي يعيده إلى نفس درجة حرارته الأولى (T_1), ثم يُضغط إلى (P_3) في أسطوانة المرحلة الثانية التي تكون أصغر حجماً من الأولى. يتبع أنضغاط الغاز معادلة الغاز المثالي ($P v = R T$), واذا افترضنا عملية الانضغاط تتم بثبوت الانتروبي (إنضغاط ايسنتروبي) فيمكن أيضاً تطبيق المعادلة التالية على الغاز

$$P v^{\Upsilon} = C \quad \text{(Isentropic)}$$

The isentropic work output is

يُعطى الشغل الايسنتروبي المنجز من

$$w = \int_1^2 P\, dv$$

$$w = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{\Upsilon - 1}$$

Total work W = m.w الشغل الكلي

$$W = m \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{\Upsilon - 1} = m.R \frac{T_2 - T_1}{\Upsilon - 1}$$

$$W = \frac{\Upsilon}{\Upsilon - 1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\Upsilon-1)/\Upsilon} - 1\right] \quad (7.12)$$

$$W = \frac{\Upsilon}{\Upsilon - 1} R T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\Upsilon-1)/\Upsilon} - 1\right] \quad (7.13)$$

For a two stage compressor, the total work is expressed as

وهكذا تتخذ معادلة الشغل الكلي للضاغط ذوالمرحلتين الصيغة التالية

$$W = \frac{\Upsilon}{\Upsilon - 1} P_1 V_1 \left\{\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\Upsilon-1)/\Upsilon} - 1\right] + \left[\left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{(\Upsilon-1)/\Upsilon} - 1\right]\right\} \quad (7.14)$$

$$W = \frac{\Upsilon}{\Upsilon - 1} R T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\Upsilon-1)/\Upsilon} - 1\right] + \frac{\Upsilon}{\Upsilon - 1} R T_1 \left[\left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{(\Upsilon-1)/\Upsilon} - 1\right] \quad (7.15)$$

If the pressure ratio $(P_2/P_1) = (P_3/P_2)$, we obtain

اذا كانت نسبة الضغط (P_2/P_1) تساوي نسبة الضغط (P_3/P_2), نحصل على

$$W = 2\,\frac{\Upsilon}{\Upsilon-1}P_1V_1\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\Upsilon-1)/\Upsilon} - 1\right] \quad (7.16)$$

$$P_2 = \sqrt{P_3P_1} \quad (7.17)$$

Example 7.7

Determine the work required to compress 5 kg of air from 10 kP to 100 kPa. The isentropic compression is accomplished in a two stage compressor. If air enters the first stage at 290 K, calculate the temperature of air leaving the first stage. Assume that the compression ratio is the same in both stages

المثال 7.7

احسب الشغل اللازم لرفع ضغط 5 kg من الهواء من (10 kPa) إلى (100 kPa), حيث تُنجز عملية الانضغاط الايسنتروبية باستخدام ضاغط ذو مرحلتين. فاذا كان الهواء يدخل المرحلة الأول بدرجة حرارة مقدارها (290 K), احسب درجة حرارة الهواء الخارج من المرحلة الأولى. افترض ان نسبتي الضغط متساوية في المرحلتين .

$MW = 29$, $R_0 = 8.314$ kJ/kmol K, $\Upsilon = 1.4$

Solution

الحل

Given

المعلوم

$P_1 = 10$ kPa, $P_3 = 100$ kPa, $T_1 = 290$ K, $m = 5$ kg, $MW = 29$, $R_0 = 8.314$ kJ/kmol K, $\Upsilon = 1.4$

اوجد

Find

W and T_2

Assumptions

الافتراضات

- Steady state flow in the compressor
- Air is a perfect gas
- Kinetic and potential energy are negligible

- حالة الجريان المستقر في الضاغط
- الهواء غاز تام
- تهمل كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Analysis

التحليلات

The total work is given by equation 7.16

نحسب الشغل الكلي باستخدام المعادلة (7.16)

$$W = 2\,\frac{\Upsilon}{\Upsilon-1}\,P_1V_1\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\Upsilon-1)/2\Upsilon} - 1\right] \qquad \text{(Eqn.7.16)}$$

$$P_1\,V_1 = m\,R\,T_1$$

$$P_1\,V_1 = \frac{m}{M}\,R_0\,T_1$$

$$P_1\,V_1 = \frac{5}{29}\,(8.314 \times 10^3 \times 290) = 415700 \text{ J}$$

$$W_T = 2 \times \frac{1.4}{1.4-1} \times 415.7 \times 10^3 \left[\left(\frac{100000}{10000}\right)^{(1.4-1)/(2 \times 1.4)} - 1\right]$$

$$W_T = = \underline{1133.392 \text{ kJ}}$$

To find the temperature, we use the isentropic relation

لايجاد درجة الحرارة المطلوبة نستخدم العلاقة الايسنتروبية التالية

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\Upsilon-1)/\Upsilon}$$

$$P_2/P_1 = P_3/P_2$$

$$P_2^{\,2} = 10^4 \times 10^5$$

$$P_2 = 3.6 \times 10^4 \text{ Pa}$$

$$\frac{T_2}{290} = \left(\frac{3.16 \times 10000}{10000}\right)^{(1.4-1)/1.4}$$

$$T_2 = \underline{402.870 \text{ K}}$$

Comments

الملاحظات

To achieve the required pressure, the temperature was reduced from 417.89 K to 290 K by the intercooling process

لقد تطلب الحصول على الضغط المطلوب أنجاز تخفيض درجة حرارة الغازمن (417.89 K) الى (290 K) باستخدام التبريد البيني.

Review Questions and Problems

$C_{P(air)}$ = 1.004 kJ/kg
$R_{(air)}$ = 0.287 kJ/kgK

اسئلة المراجعة والمسائل

7.1 What is a gas power cycle?

7.1 ماهي دورة طاقة الغاز؟

7.2 Name the processes that make up the Carnot cycle, sketch the T-s and P-v diagrams for the cycle.

7.2 اذكر العمليات التي تتكون منها دورة كارنو, وارسم مخططات (T-s) و (P-v) للدورة.

7.3 Develop an expression for the Carnot efficiency.

7.3 اشتق معادلة الكفاءة لدورة كارنو.

7.4 Why is Carnot cycle considered as an ideal cycle?

7.4 لماذا تُعد دورة كارنو دورة مثالية؟

7.5 Explain the Ericsson and Stirling cycles.

7.5 اشرح كل من دورة ايركسون ودورة سترلنغ.

7.6 Does the efficiency of the ideal Ericsson cycle differ from the efficiency of the Carnot cycle? Explain why.

7.6 هل تختلف كفاءة دورة إريكسون المثالية عن كفاءة دورة كارنو؟ وضح الاسباب.

7.7 Sketch the T-s and P-v diagrams for the Ericsson and Stirling cycles.

7.7 ارسم مخططات (T-s) و (P-v) لدورتي إريكسون وستيرلنغ.

7.8 What are the components of the IC engine?

7.8 ما هي مكونات محرك الاحتراق الداخلي (IC)؟

7.9 Describe the Otto cycle and sketch the relevant diagrams.

7.9 أكتب وصفاً لدورة اوتو وارسم المخططات الخاصة بها.

7.10 Explain the difference between the mechanical cycle of an IC engine and the Otto cycle.

7.10 وضح الفروقات بين الدورة الميكانيكية لمحرك (IC) ودورة اوتو.

7.11 Define the compression ratio; derive an equation for the Otto cycle efficiency in terms of the compression ratio.

7.11 عرف نسبة الانضغاط ثم اشتق معادلة لكفاءة اوتو بدلالة نسبة الانضغاط.

7.12 Explain the differences between the Diesel and the Otto cycle.

7.12 وضح الاختلافات بين دورة ديزل ودورة اوتو.

7.13 Develop the efficiency relationship for the Diesel cycle.

7.13 اشتق معادلة الكفاءة لدورة ديزل.

7.14 What is the dual combustion cycle? How is it applied to modern car engines?

7.14 ما هي دورة الاحتراق المزدوج؟ كيف يتم تطبيقها على محركات السيارات الحديثة؟

7.15 Search the Internet and write an article about modern car engines.

7.15 اجري بحثا في الانترنت واكتب مقالاً عن محركات السيارات الحديثة.

7.16 What is the difference between the ideal and actual gas turbine cycles?

7.16 ما الفرق بين دورة التوربين الغازي المثالية والدورة الفعلية؟

7.17 Sketch an open gas-turbine plant. Where are such plants used in real life?

7.17 ارسم محطة التوربين الغازي المفتوحة. اين تُستخدم مثل هذه المحطات في الواقع العملي؟

7.18 What are the processes that make up the Brayton ideal cycle? Show the processes on a P-v diagram.

7.18 ماهي العمليات التي تشكل دورة برايتون؟ وضح العمليات على مخطط (P-v).

7.19 What is the difference between the compression ratio and the pressure ratio? Show how the Brayton efficiency is related to the pressure ratio.

7.19 ما الفرق بين نسبة الانضغاط ونسبة الضغط؟ وضح كيف ترتبط كفاءة برايتون بنسبة الضغط.

7.20 Define the work ratio and the back work ratio.

7.20 عرف كل من نسبة الشغل ونسبة الشغل المعاد.

7.21 Explain how Brayton efficiency can be increased.

7.21 اشرح كيف يمكن زيادة كفاءة برايتون.

7.22 Write an article about gas compressors.

7.22 اكتب مقالاً عن ضواغط الغازات.

7.23 Why is intercooling used in multistage compressors?

7.23 لماذا يُستخدم التبريد البيني في الضواغط متعددة المراحل؟

7.24 Develop an expression for the work required to compress an ideal gas in a two-stage reciprocating compressor.

7.24 اشتق معادلة تخص الشغل اللازم لانضغاط الغاز المثالي بواسطة ضاغط ذو مرحلتين.

7.25 Explain why the thermal efficiency of a heat engine operating on a Carnot cycle is the highest possible theoretical efficiency.
Determine the thermal efficiency of a heat engine operating between a hot reservoir of flue gas at 1800°C and another reservoir using cooling water at 12°C.

7.25 اشرح لماذا تعتبر الكفاءة الحرارية لمحرك حراري يشتغل بدورة كارنو أعلى كفاءة نظرية ممكنة.

احسب الكفاءة الحرارية لمحرك حراري يشتغل بين مستودع حراري مكون من غاز المداخن بدرجة حرارة (1800°C), ومستودع آخر يستخدم فيه ماء للتبريد عند (12°C).

7.26 A heat engine operates on the Carnot cycle. The maximum and minimum temperatures of the cycle are 1000°C and 20°C respectively. If the network output of the engine is 170 kJ/kg, calculate the heat input required for the engine.

7.26 يشتغل محرك حراري على اساس دورة كارنو, وكانت درجات الحرارة القصوى والدنيا للدورة 1000 درجة مئوية و 20 درجة مئوية على التوالي. فإذا كان المحرك يولد شغلاً صافيا مقداره (170 kJ/kg), احسب كمية الحرارة اللازم تزويدها للمحرك.

Ans. 220.836 kJ/kg الجواب

7.27 An engine works on the Ericsson cycle using an ideal gas as the working fluid. Show that the efficiency of the cycle is the same as the efficiency of Carnot and Stirling cycles, assume that all three cycles operate between the same two temperatures.

7.27 يشتغل محرك على اساس دورة إريكسون باستخدام غاز مثالي كمائع للتشغيل. برهن على أن كفاءة الدورة هي نفس كفاءة دورات كارنو وستيرلنغ؛ افترض جميع الدورات الثلاث تعمل بين نفس درجتي الحرارة.

7.28 How do you calculate the network output of the Ericsson cycle?
A heat engine operates on the Ericsson cycle, using air as the working fluid. The compression ratio of the cycle is 12, the lowest temperature is 80°C, and the highest is 650°C. If the lowest value of pressure is 250 kPa, calculate the work output and he efficiency of the cycle.

7.28 كيف تحسب صافي الشغل المنجز من دورة إريكسون؟
يشتغل محرك حراري على اساس دورة إريكسون باستخدام الهواء كمائع للتشغيل. وكانت نسبة الانضغاط للدورة تساوي 12, وأدنى درجة حرارة لها (80°C), واقصى درجة حرارة (650°C). فاذا علمت ان أقل قيمة للضغط تساوي (250 kPa), احسب مقدار الشغل المنجز وكفاءة الدورة.

Ans. 238.308 kJ/kg , 59.37% الجواب

7.29 An ideal Stirling cycle using air as the working fluid operates between 25°C and 1750°C and pressure limit of 170 kPa to 3.1 MPa. For a flow rate of 6.3 kg/s of air, determine the thermal efficiency and the power output of the cycle.

7.29 يُستخدم الهواء كمائع للتشغيل في دورة ستيرلينغ المثالية, حيث تتراوح درجات حرارتها بين (25°C) و (1750°C) بينما يتحدد مقداري ضغطها بين (170 kPa) و (3.1 MPa). فاذا كان معدل جريان الهواء (6.3 kg/s), اوجد الكفاءة الحرارية والقدرة المنجزة اثناء الدورة.

Ans. 83.65% , 3 MW الجوا ب

7.30 Determine the Otto efficiency of an IC engine with a cylinder bore of 6.2 cm, a piston stroke of 8 cm and clearance volume of 25 cm^3. Take $\gamma = 0.4$

7.30 احسب كفاءة اوتو لمحرك احتراق داخلي (IC) قطر اسطوانته (6.2 cm) وطول شوط مكبسة (8 cm), ومقدار الحجم المضغوط المتبقي في الاسطوانة (حجم الخلوص) هو (25 cm^3). ($\gamma = 0.4$)

7.31 A spark ignition engine operates on the Otto cycle with a compression ratio of 10. The minimum temperature of the cycle is 475 K and the minimum pressure is 220 kPa. If the work output is 1100 kJ/kg, determine the thermal efficiency of the cycle and the mean effective pressure.

7.31 يشتغل محرك اشتعال بالشرارة (SI) على اساس دورة أوتو بنسبة انضغاط مقدارها 10. وكانت أدنى درجة حرارة للدورة (475 K) والحد الأدنى للضغط (220 kPa). فإذا بلغ الشغل المنجز من المحرك (1100 kJ/kg), حدد كلاً من قيمة الكفاءة الحرارية للدورة ومتوسط الضغط الفعال.

Ans. 61.18 %, 1775.32 kPa الجواب

7.32 A heat engine working on the Otto cycle is supplied with argon at 160 kPa and 25°C and a compression ratio of 8. The temperature at the end of the compression is 630 K and the heat supplied at constant volume is 800kJ/kg. If the temperature at the end of expansion is 850 K, calculate the maximum pressure and temperature of the cycle, the Otto efficiency, and the mean effective pressure.
For argon,

7.32 يشتغل محرك حراري على اساس دورة أوتو. يزود المحرك بغاز الاركون بضغط (160 kPa) ودرجة حرارة (25°C) وبنسبة انضغاط تساوي 8. وكانت درجة الحرارة في نهاية شوط الانضغاط تساوي (630 K) والحرارة المزودة بحجم ثابت (800 kJ/kg). فاذا علمت ان درجة الحرارة في نهاية شوط التمدد (850 K), احسب أقصى قيمة للضغط ولدرجة الحرارة, واحسب كفاءة اوتو ومتوسط الضغط الفعال للدورة.
المعلوم بالنسبة لغاز الاركون,

$$R = 0.208 \text{ kJ/kgK}, C_v = 0.07 \text{ kJ/kgK}$$

7.33 An engine operates on the Otto cycle with a compression ratio of 7.5. The total volume of the air at TDC position for all cylinders is 0.65 liters. The air intake is at 25°C and 1 bar. The maximum temperature of the cycle is 1550°C. Calculate the mass of the air at TDC, the heat supply to the cycle in kJ, the thermal efficiency and the work output for the cycle in kJ/kg.

7.33 يشتغل محرك معين على اساس دورة أوتو بنسبة انضغاط مقدارها 7.5, حيث بلغ الحجم الكلي للهواء في موضع (TDC) لجميع الاسطوانات 0.65 لتراً. يُزود المحرك بالهواء عند (25°C) و (1 bar) وكانت درجة الحرارة القصوى للدورة (1550°C). احسب كتلة الهواء في موضع (TDC), والحرارة المجهزة للدورة بوحدات (kJ), وكذلك الكفاءة الحرارية والشغل المنجز من الدورة بوحدات (kJ/kg).

Ans. 0.76 g, 0.628 kJ, 53.33%, 441.959 kJ/kg الجواب

7.34 An engine working on the Otto cycle has a thermal efficiency of 54.7% and rejects 560 kJ/kg of heat. The pressure and temperature of air at the beginning of compression are 101 kPa and 50°C respectively. Calculate (a) the compression ratio of the engine, (b) the work done per kg of air (c) the minimum pressure in the cycle.

7.34 يتمتع محرك يعمل بدورة أوتو بكفاءة حرارية مقدارها 54.7٪, وكان يطرح (560 kJ/kg) من الحرارة الى المحيط. فاذا علمت ان ضغط ودرجة حرارة الهواء في بداية الانضغاط (101 kPa) و (50°C) على التوالي, احسب (أ) نسبة الانضغاط للمحرك. (ب) الشغل المنجز لكل كيلوغرام من الهواء (ج) الضغط الأدنى في الدورة.

7.35 An engine operates on the ideal Diesel cycle. The inlet pressure and temperature are 1 atm and 25°C respectively. The engine has a compression ratio of 13/1 and the maximum temperature of the cycle is 1450 K. Determine the cycle efficiency.

7.35 يشتغل محرك معين على اساس دورة ديزل المثالية. اذا علمت ان الضغط ودرجة الحرارة في المدخل هما (1 atm) و (25°C) على التوالي, ونسبة الانضغاط للمحرك تساوي (13/1), ودرجة الحرارة القصوى للدورة (1450 K), حدد قيمة كفاءة الدورة.

7.36 Air enters a diesel engine at 1 bar and 20°C and the engine receives 1850 kJ/kg of heat. If the maximum pressure of the cycle is 8 MPa, calculate the thermal efficiency, the cut off ratio and the power output for air flow of 0.1 kg/s.

7.36 يدخل الهواء إلى محرك ديزل بضغط (1 bar) ودرجة حرارة (20°C), حيث يزوَد المحرك بكمية من الحرارة مقدارها (1850 kJ/kg). إذا كان أقصى ضغط في الدورة يساوي (8 MPa), احسب الكفاءة الحرارية ونسبة القطع وكذلك القدرة المستحصلة من المحرك لتدفق من الهواء بمعدل جريان قدره (0.1 kg/s) .

Ans. 63.4% , 2.8, 22.91, 117.3 kW الجواب

7.37 The state of air at the beginning of compression in an ideal diesel cycle is 50°C and 100 kPa. The compression ratio is 16 and the cut off ratio 1.28. If the power output is 135 kW, calculate the maximum temperature and the heat input to the cycle.

7.37 اذا علمت ان حالة الهواء في بداية عملية الانضغاط في دورة ديزل مثالية محددة بدرجة الحرارة 50 درجة مئوية والضغط 100 كيلو باسكال, وبنسبة انضغاط 16 ونسبة قطع 1.28. وكانت القدرة المستحصلة تساوي (135 kW), احسب درجة الحرارة القصوى وكمية الحرارة المجهزة للدورة

7.38 An engine operates on the ideal dual combustion cycle. The intake conditions of air for the engine are 20°C and 101 kPa. The compression ratio is 18/1 and the maximum pressure is 75 bar. The heat added at constant volume is equal to 1.25 x the heat added at constant pressure. Determine the thermal efficiency of the engine.

7.38 يشتغل محرك معين على اساس دورة الاحتراق المزدوج, وكانت ظروف دخول الهواء للمحرك (20°C) و(101 kPa). كما كانت نسبة الانظغاط 18 /1, ومقدار الحرارة المزودة للمحرك بحجم ثابت تساوي 1.25 مضروبة بمقدار الحرارة المزودة بضغط ثابت. حدد قيمة الكفاءة الحرارية للمحرك.

7.39 A dual combustion cycle has a cut off ratio of 2.2 for an engine that takes air at atmospheric pressure and 25°C. The air is first compressed to 8 MPa and then the pressure increase by combustion to 16 MPa. If the temperature at the end of expansion is 2600°C, determine the compression ratio, cycle thermal efficiency.

7.39 اذا علمنت ان نسبة القطع في دورة الاحتراق المزدوج لمحرك معين تساوي 2.2. وكان المحرك يستلم الهواء عند الضغط الجوي و 25 درجة مئوية. يتم رفع ضغط الهواء في الضاغط اولاً إلى (8 MPa), ثم يزداد إلى (16 MPa) نتيجة عملية الاحتراق. فاذا بلغت درجة الحرارة في نهاية عملية التمدد (2600°C), احسب نسبة الانضغاط والكفاءة الحرارية للدورة.

Ans. 22.688, 88.57 %

7.40 A gas–turbine power plant is operating on the ideal Brayton cycle with a pressure ratio of 9. The minimum temperature is 20°C and the maximum temperature is 800°C. Determine the cycle efficiency, the work ratio and the back work ratio.

7.40 تشتغل محطة غاز توربينية لتوليد الطاقة بدورة برايتون المثالية وبنسبة ضغط مقدارها 9 . فاذا كانت أدنى درجة حرارة تساوي 20 درجة مئوية وأقصى درجة حرارة 800 درجة مئوية, حدد قيمة كفاءة الدورة ,ونسبة الشغل ونسبة الشغل المعاد.

7.41 A gas-turbine plant delivers 1 MW of power by compressing air at 1 bar and 25°C to 800 kPa. If the maximum temperature attained in the plant is 1000 K, determine the efficiency of the ideal Brayton cycle and the minimum mass flow rate of air.

7.41 تولد احد محطات طاقة التوربينات الغازية (1 MW) من القدرة نتيجة انضغاط الهواء من (1 bar) و (25°C) الى (800 kPa). اذا كانت درجة الحرارة القصوى في المحطة تساوي (1000 K), احسب كفاءة دورة برايتون المثالية ومعدل الجريان الكتلي للهواء.

Ans. 44.8%, 4.826 kg/s الجواب

7.42 If the isentropic efficiency of the compressor in a gas-turbine power plant is 82% and the pressure ratio is 8.5. The initial air temperature is 20°C. Assuming air is a perfect gas; calculate the actual work input to the compressor and the actual temperature at the end of compression.

7.42 اذا علمت ان كفاءة الضاغط الايسنتروبية في محطة طاقة التوربينات الغازية تساوي 82 % ونسبة الضغط 8.5, وكانت درجة حرارة الهواء الداخل (20°C), احسب مقدار الشغل الفعلي المجهز الى الضاغط ودرجة الحرارة الفعلية في نهاية عملية الانضغاط, افترض الهواء غاز تام.

Ans. 303.725 kJ/kg , 322.213°C الجواب

7.43 A gas turbine plant operates on the ideal Brayton cycle between a minimum temperature of 320 K and a maximum temperature of 1080 K. If the pressure ratio is 9, find work output of the turbine. Assume that specific heats for air are constant.

7.43 تشتغل محطة توربينات غازية على اساس دورة برايتون المثالية بين درجة حرارة دنيا مقدارها 320 كلفن ودرجة حرارة قصوى تبلغ 1080 كلفن. إذا كانت نسبة الضغط 9, أوجد الشغل الذي يولده التوربين. افترض أن السعات الحرارية للهواء ثابتة المقدار.

7.44 An ideal Brayton cycle uses air as the working fluid has a pressure ratio of 10. The temperature at the inlet of the compressor is 20°C and at the inlet of the turbine 850°C. The isentropic efficiency of both compressor and turbine is 80%. Calculate the mass flow rate of air for power output of 7.5 MW. Assume air is a perfect gas.

7.44 يُستخدم في دورة برايتون المثالية الهواء كمائع للتشغيل بنسبة ضغط مقدارها 10. اذا علمت ان درجة الحرارة عند مدخل الضاغط 30 درجة مئوية وعند مدخل التوربين 850 درجة مئوية, وكان مقدار الكفاءة الايسنتروبية للضاغط 82% وللتوربين 86%. احسب معدل الجريان الكتلي للهواء اللازم لتوليد (7.5 MW) من القدرة. افترض الهواء غاز تام.

Ans. 5.484 kg/s الجواب

7.45 Determine the work required to compress 5 kg of nitrogen, molecular weight 28 kg/kmol, from 12 kP to 120 kPa.

7.45 احسب الشغل اللازم لرفع ضغط 5 kg من غاز النايتروجين, وزنه الجزيئي (28 kg/kmol) من (12 kPa) إلى (120 kPa).

The isentropic compression is accomplished in a two stage compressor and the gas enters the first stage at 293 K. Also, calculate the temperature of the gas leaving the first stage assuming that the compression ratio is the same in both stages

يُنجز الانضغاط الايسنتروبي على مرحلتين, حيث يدخل المرحلة الأولى بدرجة حرارة قدرها (293 K). كذلك احسب درجة حرارة الغاز الخارج من المرحلة الأولى مفترضاً ان نسبة الضغط متساوية في المرحلتين .

$R_0 =$ 8.314 kJ/kmol K $\gamma = 1.4$

7.46 Air at rate of 0.35 kg/s and at 293 K is compressed from 1 bar to 1.6 MPa by a single stage reciprocating compressor. For an isentropic efficiency of 87%, determine the power to be supplied to the compressor.

7.46 يُضغط الهواء الذي يجري بمعدل 0.35 كغم /ثانية وبدرجة حرارة (293 K) من (1 bar) الى (1.6 MPa) بواسطة ضاغط ترددي أحادي المرحلة. فاذا كانت كفاءة الضاغط الايسنتروبية تساوي 87٪, حدد مقدار القدرة التي يجب تزويدها للضاغط.

Ans. 143.02 kW الجواب

7.47 If the compression of air in problem 7.46 is carried out with intercooling in two stages, calculate the power supply to the compressor. Assume each stage has an isentropic efficiency of 85% and the compression ratio is the same in both stages.

7.47 إذا كان انجازعملية انضغاط الهواء في المسألة 7.46 يتم بمرحلتين مع تبريد بيني, فاحسب مقدار القدرة المزودة للضاغط. افترض أن كل مرحلة لها كفاءة ايسنتروبية تساوي 85٪ , وأن نسبة الانضغاط متساوية في كلتا المرحلتين.

Chapter 8

Vapour Power Cycles

الفصل الثامن

دورات طاقة البخار

Learning Objectives of Chapter 8

- Introduce the steam power plant
- Define and analyse the Rankine cycle
- Determine the efficiency of actual vapour cycles
- Analyse the reheat Rankine cycle
- Study the regenerative Rankine cycle
- Introduce the Rankine regenerative Cycle with reheat
- Calculate the efficiency of the combined vapour-gas cycles

اهداف دراسة الفصل االثامن

- التعرف على محطات الطاقة البخارية
- تعريف واجراء تحليلات لدورة رانكين
- تقييم كفاءة دورات البخار الفعلية
- اجراء تحليل لدورة رانكبن مع اعادة التسخين
- دراسة دورة رانكين التجديدية
- التعرف على دورة رانكين التجديدية مع اعادة التسخين
- حساب كفاءة الدورات المشتركة بين البخار والغاز

We discussed the gas power cycles in the previous chapter, and here we look at the vapour power cycles. Steam power plants are among the most popular energy providers in the world, therefore the current analyses are conducted only for power cycles using steam as the working fluid. The analyses are limited to the determination of thermal efficiency for the Rankine cycle, the reheat Rankine cycle, the regenerative Rankine cycle and the vapour-gas combined cycle.

لقد ناقشنا دورات الطاقة الغازية في الفصل السابق, وهنا نتناول دورات توليد الطاقة البخارية. تُعد محطات توليد الطاقة من بخار الماء من اهم وسائل تزويد الطاقة الكهربائية في جميع انحاء العالم. لذلك, نقوم بإجراء التحليلات في هذا الفصل فقط لدورات الطاقة البخارية التي يستخدم فيها بخار الماء كمائع للتشغيل. تقتصر تحليلات دورات الطاقة البخارية على تحديد الكفاءة الحرارية لكل من دورة رانكين ودورة رانكين التجديدية مع إعادة تسخين والدورة المشتركة بين الغاز البخار.

8.1 Steam Power Plants

Steam power plants are the traditional plants that use steam to generate electric power. The water pressure is first raised by the pump to feed the **steam boiler**. In the boiler, heat is supplied by combustion of the fuel and air mixture to generate steam. The pressurised steam drives

8.1 محطات الطاقة البخارية

تُعد محطات الطاقة البخارية المحطات التقليدية التي يُستخدم فيها بخار الماء لتوليد الطاقة الكهربائية. يُرفع ضغط الماء اولاً بواسطة المضخة لدفعه الى **المرجل البخاري**. وفي المرجل, يتولد بخار الماء نتيجة الحرارة الناجمة عن احتراق خليط الوقود والهواء. يعمل البخار المضغوط على تشغيل

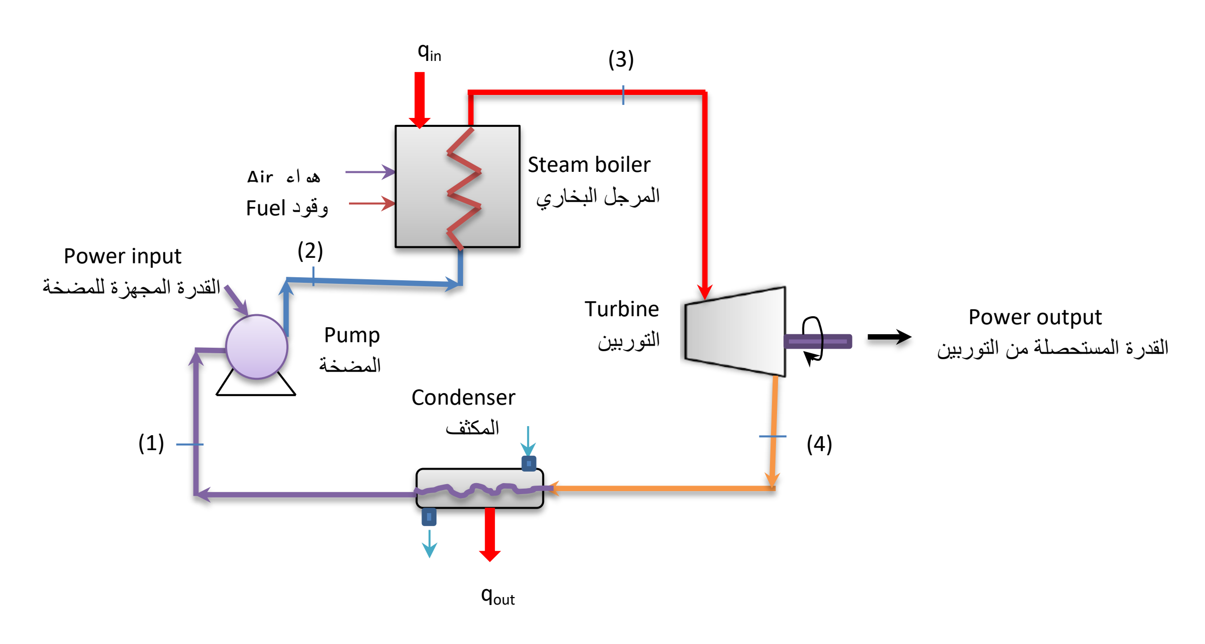


Figure 8.1 Steam power plant

الشكل 8.1 محطة الطاقة البخارية

a turbine which is connected to an electric generator to produce electric power. The steam is then condensed in the **condenser** and the water is recycled to the boiler by the pump. A simplified sketch of a steam power plant is shown in Fig 8.1. Obviously, the steam power plant operates on a thermodynamic cycle, which in fact, one of the **vapour power cycles**. The Carnot cycle is the most efficient thermodynamic cycle; however, the cycle is ideal and requires isentropic compression to very high pressures and isothermal heat transmission at various pressures. Thus, the cycle is not practical for steam power plants.

توربين متصل بمولد كهربائي لانتاج الطاقة الكهربائية. وبعد ذلك, يتكثف البخار في **المكثف**, ثم يعاد تدويرالماء إلى المرجل بواسطة المضخة. يبين الشكل (8.1) رسم مبسط لمحطة توليد الطاقة البخارية. من الواضح ان محطة توليد الطاقة البخارية تعمل على اساس دورة ثرموديناميكية, وهي في الواقع احدى **دورات الطاقة البخارية**. المعلوم ان دورة كارنو هي أكثر الدورات الثرموديناميكية كفاءة, لكنها دورة مثالية تتطلب انضغاطًا ايسنتروبياً إلى ضغوط عالية جدًا, وكذلك تتطلب انتقال حرارة ايسوثرمي بضغوط مختلفة. وعليه, تُعد دورة غير عملية لمحطات الطاقة البخارية.

However, a more realistic cycle known as the **Rankine cycle** is adopted.

ولكن, تُعتمد بدلاً عنها دورة اكثر واقعية تسمى **دورة رانكين**.

8.2 Rankine Cycle

8.2 دورة رانكين

The Rankine cycle is an **ideal cycle** for the steam power plant. It consists of the following four processes:

تُعد دورة رانكين **دورة مثالية** لمحطات توليد الطاقة البخارية, وتتكون من العمليات الاربع التالية

1-2 Isentropic compression in a pump
2-3 Heat addition in the boiler at constant pressure
3-4 Isentropic expansion in the Turbine
4-1 Heat rejection at constant pressure in the condenser

1-2 الانضغاط الايسنتروبي في المضخة
2-3 تزويد الحرارة في المرجل بثبوت الضغط

3-4 التمدد الايسنتروبي في التوربين
4-1 طرد الحرارة بواسطة المكثف بثبوت الضغط

The T-s diagram for the Rankine cycle is depicted in Fig 8.2.

يتضح في الشكل (8.2) مخطط (T-s) لدورة رانكن.

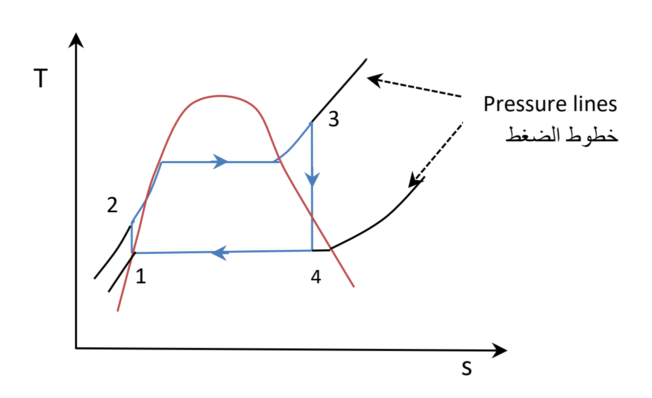


Figure 8.2 The T-s diagram for the Rankine cycle
الشكل 8.2 مخطط (T-s) لدورة رانكين

Friction losses in in the four processes of the ideal Rankine cycle are neglected. If the kinetic and potential energies are also ignored, the Rankine efficiency will only be the work output w_{net} divided by the heat input q_{in}.

تُهمل خسائر الاحتكاك في العمليات الأربع لدورة رانكين المثالية, وإذا أهملت ايضاً الطاقة الحركية والطاقة الكامنة, فستقتصر كفاءة رانكين على تقسيم االشغل المستحصل (w_{net}) على كمية الحرارة المزودة (q_{in}).

$$w_{net} = w_T - w_P = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)$$

$$w_{net} = (h_3 - h_4) - v\,(P_2 - P_1) \qquad (8.1)$$

w_T = turbine work شغل التوربين , w_P = pump work شغل المضخة

$$\eta_{Rankine} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{w_T - w_P}{q_{in}} = \frac{(h_3 - h_4) - v\ (P_2 - P_1)}{q_{in}} \qquad (8.2)$$

Or, by applying energy balance in terms of enthalpy:

او باجراء موازنة الطاقة بدلالة الانثالبي:

Heat input to the boiler = $q_{in} = h_3 - h_2$ (8.3)

Heat rejected in the condenser = $q_{out} = h_4 - h_1$ (8.4)

$w_{net} = q_{in} - q_{out}$ (8.5)

Thus

$$\eta_{Rankine} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \qquad (8.6)$$

$$\eta_{Rankine} = \frac{w_T - w_P}{q_{in}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \qquad (8.7)$$

Pump work is very small, and if it is neglected:

مقدار شغل المضخة صغير جداً, ةاذا اهمل, نحصل على:

$$\eta_{Rankine} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2} \qquad (8.8)$$

The steam is normally fed to the turbine as superheated steam as shown on T-s diagram of Fig 8.2. However, if the steam is dry-saturated, the T-s diagram will be slightly different as point (3) will be located on the vapour saturation line.

بُغذى بخار الماء عادة إلى التوربين كبخار محمص كما هو مبين في الشكل (8.2), اما اذا كان البخار مشبعاً وجافاً فسيكون نمط مخطط (T-s) مختلفًا قليلاً بحيث تقع النقطة (3) على خط تشبع البخار.

Another criterion for the steam plant performance is the steam consumption or as the **specific steam consumption** (SSC) defined as *the steam flow rate in kg/s required to produce 1 kWh of power.*

هناك معيار آخر لأداء محطات البخار هو كمية البخار المستهلكة او **الاستهلاك النوعي لبخار الماء** (SSC) الذي يعرف على انه *معدل جريان البخار بالوحدات (kg/s) اللازم لانتاج (1 kWh) من القدرة.*

$$SSC = \frac{\dot{m}_{steam}}{W_{p-net}}\ (kg/s)/(kW) = \frac{\dot{m}_{steam}}{\dot{m}_{steam} . w_{net}}\ (kg/s)/(kg/s)\ (kJ/kg) = \frac{1}{w_{net}}\ (kg/kJ)$$

$$SSC = \frac{1}{w_{net}/3600} = \frac{3600}{w_{net}} \quad (kg/kWh) \qquad (8.9)$$

We will demonstrate the method of calculating efficiency and specific consumption in the next example.

سنوضح طريقة حساب الكفاءة والاستهلاك النوعي في المثال القادم.

Example 8.1

A steam power plant operates on the ideal Rankine cycle. The steam pressure at the inlet of the turbine is 3.5 MPa and the temperature is 400°C. If the pressure in the condenser is 80 kPa, calculate (a) the thermal efficiency of the cycle and compare to the Carnot efficiency and (b) the specific steam consumption.

المثال 8.1

تشتغل احدى محطات توليد الطاقة البخارية على اساس دورة رانكين المثالية, وكان ضغط البخار عند مدخل التوربين (3.5 MPa) ودرجة حرارته (400°C). فإذا كان الضغط في المكثف يساوي (80 kPa), احسب (أ) الكفاءة الحرارية للدورة وقارنها مع كفاءة كارنو و (ب) الاستهلاك النوعي لبخار الماء.

Solution

الحل

Given

المعلوم

Reference to Fig 8.2,

$$P_3 = 3.5 \text{ MPa},\ T_3 = 400 + 273 = 673 \text{ K},\ P_4 = P_1 = 80 \text{ kPa}$$

Find

اوجد

$$\eta_{Rankine},\ \eta_{Carnot},\ SSC$$

Assumptions

1- Steady state operation
2- Kinetic energy and potential energy are negligible
3- Isentropic compression and expansion

الافتراضات

1- تشتغل المحطة في حالة الاستقرار
2- تُهمل كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة
3- عمليات الانضغاط والتمدد ايسنتروبية

Analysis

التحليلات

(a) Using the work done on the pump w_P, we determine h_1:

نوجد (h_1) باستخدام الشغل المبذول لتشغيل المضخة (w_P):

$$W_P = v_1(P_2 - P_1)$$

v_1 is evaluated from steam tables, نستخرج قيمة الحجم النوعي من جداول بخار الماء,

v_1 at P_1 is saturated liquid specific volume v_f at 80 kPa = 0.001039 m^2/kg

$$w_P = (P_2 - P_1) = 0.001039\ (3.5 \times 10^3 - 80) = 3.55 \text{ kJ/kg}$$

$$w_P = h_2 - h_1$$

$h_1 = h_f$ at 80 kPa, from steam tables = 391.0 kJ/kg

$3.55 = h_2 - 391.0$

$h_2 = 394.55$ kJ/kg

h_3 for superheated steam at 3.5 MP and 400°C = 3222.3 kJ/kg

To find h_4, we determine the dryness fraction x at outlet of turbine,
نحسب نسبة الجفاف (x) في مخرج التوربين لايجاد الانثالبي (h_4),

For the isentropic expansion in the turbine, ($s_4 = s_3$) وللتمدد الايسنتروبي,

$s_4 = s_f + x \cdot s_{fg}$,

s_3 at 3.5 MPa and 400°C = s_4 = 6.8405 kJ/kgK

s_f at 80 kPa = 1.2331 kJ/kgK, s_{fg} at 80 kPa = 6.2023 kJ/kgK

$6.8405 = 1.2331 + x \cdot (6.2023)$, $x = 0.904$

$h_4 = h_f + x \cdot h_{fg} = 391.6 + 0.904 \times 2274.1 = 2447.38$ kJ/kg

$$\eta_{Rankine} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \quad \text{(Eqn. 8.7)}$$

$$\eta_{Rankine} = 1 - \frac{2447.38 - 391}{3222.3 - 394.55} = 0.272 = \underline{27.2\%}$$

The Carnot efficiency, نقدر كفاءة كارنو من,

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}}$$

$T_{min} = T_1$ = the saturation temperature corresponding to 80 kPa = 93.5°C

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{93.5+273}{400+273} = 0.544 = 54.4\%$$

$$\text{(b) SSC} = \frac{3600}{w_{net}} \quad \text{(Eqn. 8.9)}$$

$w_{net} = w_T - w_P = (h_3 - h_4) - w_P = (3222.3 - 2447.38) - 3.55$

$w_{net} = 771.37$ kJ/kg

$$\text{SSC} = \frac{3600}{w_{net}} = \frac{3600}{771.37} = \underline{4.667 \text{ kg/kWh}}$$

The answer depends on the steam tables used. يعتمد الجواب على نسخة جداول بخار الماء المستخدمة.

Comments

- The Rankine efficiency is smaller than the Carnot efficiency due to irreversibilities encountered in the steam boiler.
- The work done to operate the pump is very small compare to the work done by the turbine and therefore can be ignored.

الملاحظات

- يتضح من الحسابات بأن كفاءة رانكين اقل من كفاءة كارنو ويعود السبب الى وجود اللا انعكاسيات في منظومة المرجل البخاري.
- يُعد مقدار الشغل المبذول لتشغيل المضخة صغير جداً مقارنة بالشغل الذي ينجزه التوربين ولذلك يمكن اهماله.

8.2.1 Improving the Rankine efficiency

The Rankine efficiency can be improved by increasing the superheated steam temperature in the boiler, because this in turn raises the **average temperature** at which heat is transferred to the steam. Also, by lowering the pressure in the condenser resulting in a lower average temperature at which heat is rejected. In both cases, the network is increased. (Fig 8.3)

8.2.1 تحسين كفاءة رانكين

يمكن تحسين كفاءة رانكين عن طريق زيادة درجة حرارة البخار المحمص في المرجل البخاري, لأن هذا بدوره يرفع **متوسط درجة الحرارة** التي تنتقل من خلالها الحرارة إلى بخار الماء. او عن طريق خفض الضغط في المكثف, مما يؤدي الى انخفاض متوسط درجة الحرارة التي يتم عندها طرد الحرارة الى المحيط الخارجي وفي كلتا الحالتين يزداد الشغل الصافي (الشكل 8.3).

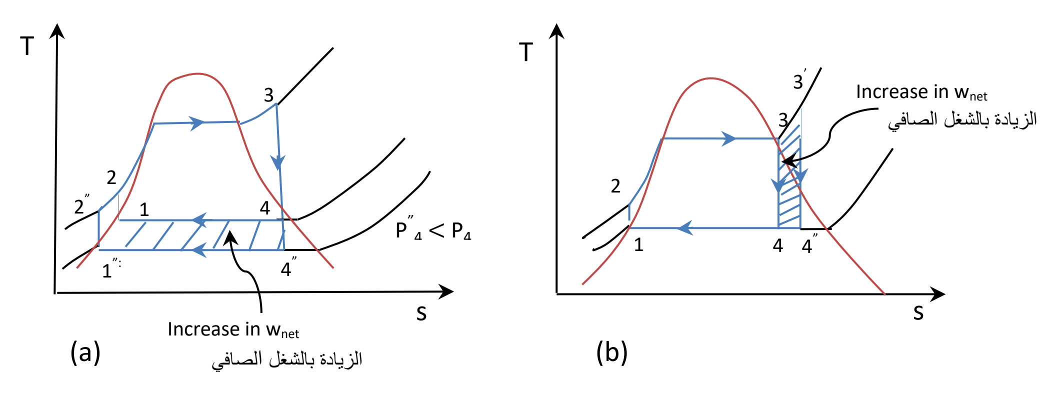


Figure 8.3 (a) The effect of condenser pressure, (b) Effect of superheat temperature

الشكل 8.3 (a) تأثير التغير بضغط المكثف (b) تأثير درجة حرارة البخار المحمص

The two effects are illustrated by the T-s diagrams in Fig. 8.3. Lowering the condenser pressure increases the area under the T-s diagram of Fig 8.3-(a) from 1-2-3-4-1 to 1″-2″-3-4″-1″ indicating an increase in the network or power output. Similarly, increasing the temperature of the superheated steam increases the area from 1-2-3-4-1 to 1-2-3″-4″-1 as shown in Fig 8.3-(b).

يتضح التأثيران في مخططات (T-s) من الشكل (8.3), حيث يؤدي خفض ضغط المكثف إلى زيادة المساحة الواقعة تحت مخطط (T-s) للشكل ((8.3-(a)) من (1-2-3-4-1) إلى (1″-2″-3-4″-1″) مما يشير إلى زيادة في صافي الشغل او القدرة المستحصلة. وبالمثل, فإن زيادة درجة حرارة البخار المحمص يزيد مساحة المنطقة من (1-2-3-4-1) إلى (1-2-3″-4″-1) كما هو موضح في الشكل ((8.3-(b)).

In both cases (a) and (b), the efficiency of the cycle is increased due to the larger power output.

Note that the materials of some of parts of the turbine may not withstand very high temperature: therefore, raising the temperature is limited accordingly.

As for the condenser, lowering the pressure may cause undesirable air leakage to the condenser. Additionally, the dryness fraction of the steam leaving the turbine decreases, as indicated in the T-s diagram. The turbine blades may get damaged by pitting caused by the water droplets in the wet steam.

Another factor that affects the ideal Rankine efficiency is the pressure inside the boiler. The efficiency increases when the pressure inside the boiler is raised. The reason is that higher pressure raises the boiling point of water, and thus raises the average temperature at which heat is transferred to the steam, as shown in Fig 8.4..

تزداد كفاءة الدورة في كلتا الحالتين (a) و (b) بسبب الزيادة في انتاج الطاقة او القدرة.

تجدر الاشارة هنا الى ان مواد صنع أجزاء التوربين قد لا تتحمل درجات حرارة عالية جدًا, ولذلك يتحدد مقدار الزيادة بدرجة الحرارة وفقًا لذلك.

وفيما يخص المكثف, فقد يؤدي تخفيض الضغط فيه الى حدوث تسرب الهواء من المحيط الى داخله, وهو امر غير مرغوب به. بالإضافة إلى ذلك, يسبب انخفاض الضغط تتناقصاً بنسبة جفاف البخار الخارج من التوربين, كما هو موضح في مخطط (T-s). وقد تؤدي نسبة الجفاف المنخفضة الى تنقر ريش التوربينات بسبب وجود قطرات الماء في البخار الرطب.

هناك عامل آخر يؤثر على كفاءة رانكين المثالية وهو الضغط داخل المرجل البخاري, حيث تزداد الكفاءة عندما يزداد الضغط داخل المرجل. والسبب يعود الى أن الضغط العالي يرفع درجة غليان الماء, وبالتالي يرفع متوسط درجة الحرارة التي تنتقل عندها الحرارة إلى بخار الماء كما هو موضح في الشكل (8.4).

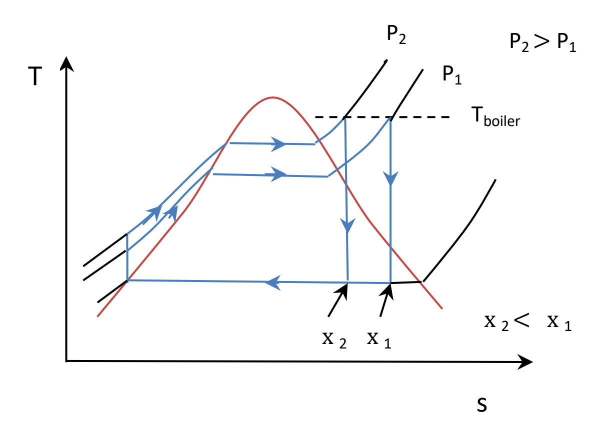


Figure 8.4 The effect of boiler pressure on the Rankine cycle

الشكل 8.4 تأثير ضغط المرجل على دوؤة رانكين

However, raising the pressure to P_2 at the same temperature T_{boiler}, causes an increase the moisture content of the steam at the exit of the turbine. This can be noticed on the T-s diagram of Fig. 8.4, where a shift to the left is evident, and therefore an increase in liquid content of the steam leaving the turbine. Accordingly, the dryness fraction changes from x_1 to x_2.

الا إن ارتفاع الضغط إلى (P_2) عند نفس درجة الحرارة (T_{boiler}) يؤدي إلى زيادة في محتوى الرطوبة للبخار الخارج من التوربين. ويمكن ملاحظة ذلك في مخطط (T-s) للشكل (8.4), حيث يتضح زحف المنحنى إلى جهة اليسار, مما يسبب زيادة في محتوى السائل للبخار الخارج من التوربين. وعليه تتغير نسبة الجفاف من (x_1) الى (x_2).

Since the presence of liquid droplets in the turbine may damage the blades, the wet steam should be reheated in one of the compression stages to avoid pitting.

ونظراً لأن وجود قطرات لسائل في التوربين قد يؤدي إلى تلف شفراته, فيجب إعادة تسخين البخار الرطب في احدى مراحل الانضغاط لتجنب التنقر وتلف الشفرات.

8.3 Actual Vpour Power Cycle

Heat and friction losses in various components of the steam power plant cause deviation from the ideal Rankine cycle due to the generated irreversibilities. In addition, the pressure drop due to friction in the condenser, boiler tubes and tubes between the different components, requires a higher pumping rate to the boiler. Another source of irreversibility is heat losses from steam pipes and system components to the surroundings. Naturally, as a result of irreversibilities, the pump requires greater power input and the turbine produces less power. Consequently, the **actual cycle efficiency** η_{actual} is lower than the ideal Rankine efficiency. The deviation of the pump and turbine from ideal isentropic operation can be included by utilizing the isentropic efficiencies as follows:

8.3 دورة طاقة البخار الفعلية

يسبب فقدان الحرارة والاحتكاك في اجزاء مختلفة من محطات توليد الطاقة البخارية انحرافاً عن دورة رانكين المثالية نتيجة لوجود اللا انعكاسيات. بالاضافة الى ذلك, فإن انخفاض الضغط بسبب الاحتكاك في المكثف وفي أنابيب الغلاية وفي الأنابيب الواصلة بين المكونات المختلفة, يتطلب زيادة بمعدل ضخ السائل الى المرجل. وهنالك مصدر آخر لوجود اللا انعكاسيات وهو فقدان الحرارة من انابيب بخار الماء ومن مكونات المنظومة إلى محيطها. وبطبيعة الحال, تسبب اللا انعكاسيات زيادة في الطاقة المجهزة للمضخة ونقصان في مقدار الطاقة التي يولدها التوربينين. ونتيجة لذلك, تصبح **كفاءة دورة الفعلية** (η_{actual}) أقل من كفاءة رانكين المثالية. ويمكن تضمين الانحراف عن التشغيل المثالي الايسنتروبي للمضخة والتوربين من خلال الاستفادة من الكفاءات الايسنتروبيةعلى النحو التالي:

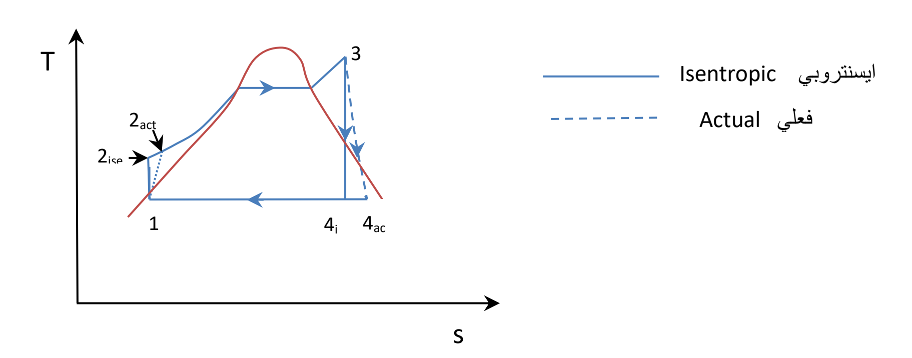


Figure 8.5 The effect of irreversibilities on the ideal Rankine cycle

الشكل 8.5 تأثير وجود اللا انعكاسيات على دورة رانكين المثالية

$$\eta_{turb\text{-}ise} = \frac{w_{T,act}}{w_{T,ise}} = \frac{h_3 - h_{4,act}}{h_3 - h_{4,ise}} \tag{8.10}$$

$$\eta_{pump\text{-}ise} = \frac{w_{P,ise}}{w_{P,act}} = \frac{h_{2,ise} - h_1}{h_{2,act} - h_1} \tag{8.11}$$

where 2_{ise} and 4_{ise} refer to the isentropic states and 2_{act} and 4_{act} to the actual case in Fig 8.5,

حيث يشير كل من (2_{ise}) و (4_{ise}) الى الحالة الايسنتروبية, ويشير (2_{act}) و (4_{act}) الى الحالة الفعلية كما ورد في الشكل (8.5). وان

$$\eta_{actual} = \frac{w_{net,act}}{q_{in}} = \frac{w_{T,act} - w_{P,act}}{q_{in}} \qquad (8.12)$$

Let us show how to utilize the isentropic efficiencies in estimating the actual efficiency of the cycle.

دعونا الان نبين كيف نستفيد من الكفاءات الايسنتروبة في تقدير الكفاءة الفعلية للدورة في المثال القادم.

Example 8.2

المثال 8.2

Steam enters the turbine of a steam power plant at 3 MPa and 400°C and is condensed in the condenser at 75 kPa. The isentropic efficiency of the pump is 83% and the isentropic efficiency of the turbine is 86%. Determine the Rankine efficiency (b) the actual efficiency of the plant.

يدخل بخارالماء إلى توربين محطة طاقة بخارية معينة عند ضغط (3 MPa) ودرجة حرارة (400°C), ويتكثف البخار في المكثف عند الضغط (75 kPa). فاذا كانت الكفاءة الايسنتروبية للمضخة 83٪ والكفاءة الايسنتروبية للتوربين 86٪, احسب (أ) قيمة كفاءة رانكين (ب) الكفاءة الفعلية للمحطة.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$T_3 = 400^oC,\ P_3 = P_2 = 3\text{ MPa},\ P_1 = P_4 = 75\text{ kPa},\ \eta_{pump} = 0.83,\ \eta_{turbine} = 0.86$$

Find

اوجد

(a) $\eta_{Rankine}$, (b) η_{actual}

Assumptions

الافتراضات

- Steady state operation
- Kinetic and potential energies are negligible

- محطة الطاقة تشتغل في حالة الاستقرار
- تُهمل كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Analysis

التحليلات

(a) We apply equation 8.7 to find the Rankine efficiency.

(أ) لايجاد كفاءة رانكن نطبق المعادلة (8.7).

$$\eta_{Rankine} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \qquad \text{(Eqn. 8.7)}$$

h_1 from steam tables = h_f at 75 kPa = 384.44 kJ/kg (وجد مقدار الانثالبي من جاول بخار الماء)

We can determine h_2 from the pump work: يمكننا تقييم (h_2) من الشغل المبذول لتشغيل المضخة:

$W_P = v_1(P_2 - P_1) = h_2 - h_1$

$v_1 = v_f$ at 75 kPa = 0.001037 m^3/kg

$w_P = v_1(P_2 - P_1) =$ 0.001037 (3 x 10^3 – 75) = 3.033 kJ/kg

$w_P = h_2 - h_1$

3.033 = h_2 - 384.44

h_2 = 87.173 kJ/kg

h_3 for superheated steam at 3.0 MP and 400°C = 3231.7 kJ/kg (من جداول بخار الماء المحمص)

To find h_4, we need to determine the dryness fraction at the outlet of the turbine and then apply the isentropic relationship ($s_4 = s_3$):

لايجاد (h_4) يجب تقدير نسبة الجفاف في مخرج التوربين ثم استخدام علاقة التمدد الايسنتروبي ($s_4 = s_3$):

$s_4 = s_f + x \cdot s_{fg}$,

s_3 at 3.0 MPa and 400°C = s_4 = 6.9235 kJ/kgK

s_f at 75 kPa = 1.2132 kJ/kgK , s_{fg} at 75 kPa = 6.2426 kJ/kgK

6.9235 = 1.2132 + x . (6.2426)

x = 0.914

$h_4 = h_f + x \cdot h_{fg}$

h_4 = 314.03 + (0.914 x 2320.6) = 2435.058 kJ/kg

$$\eta_{Rankine} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{2435.058 - 384.44}{3231.7 - 87.173} = 0.347 = \underline{34.7\%}$$

(b) The actual efficiency of the plant η_{act} (ب) كفاءة المحطة الفعلية (η_{act})

$$\eta_{pump\text{-}ise} = \frac{w_{P,ise}}{w_{P,act}} = v_1(P_2 - P_1)/w_{act} \qquad \text{(Eqn. 8.11)}$$

$$0.83 = \frac{3.033}{w_{act}}$$

$w_{P,act}$ = 3.654 kJ/kg

$$\eta_{turb\text{-}ise} = \frac{w_{T,act}}{w_{T.ise}} \qquad \text{(Eqn. 8.10)}$$

$w_{T,act} = w_{T,ise} \times \eta_{turbine} = (h_3 - h_{4\text{-}ise}) \times \eta_{turbine} = (3231.7 - 2435.058) \times 0.86$

$w_{T,act} = 685.112$ kJ/kg

$$\eta_{actual} = \frac{w_{net,act}}{q_{in}} = \frac{w_{T,act} - w_{P,act}}{q_{in}} = \frac{w_{T,act} - w_{P,act}}{h_3 - h_2} \quad \text{(Eqn.8.12)}$$

$\eta_{actual} = (685.112 - 3.654)/ (3231.7- 87.173) = 0.216 =$ <u>21.6%</u>

The answer depends on the steam tables used.

يعتمد الجواب على نسخة جداول بخار الماء المستخدمة

Comments

الملاحظات

The actual efficiency is less than the Rankine efficiency because of the irreversibilities caused by friction in the boiler and connecting pipes, and also due to heat losses to the surroundings.

يتضح ان الكفاءة الفعلية أقل من كفاءة رانكين بسبب وجود اللا انعكاسيات الناتجة عن الاحتكاك في المرجل البخاري وفي أنابيب التوصيل وكذلك بسبب فقدان الحرارة الى المحيط.

Example 8.3

المثال 8.3

Find the Rankine efficiency (a) when the steam temperature at the turbine inlet of example 8.2 is raised to 700°C, Ignore the pump work.

اوجد كفاءة رانكين (أ) عندما ترتفع درجة حرارة البخار الداخل للتوربين في المثال (8.2) إلى 700 درجة مئوية. إهمل شغل المضخة.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$T_3 = 700°C, \; P_3 = P_2 = 3 \text{ MPa}, \; P_1 = P_4 = 75 \text{ kPa}$

Find

اوجد

$\eta_{Rankine}$

Assumptions

الافتراضات

- Steady state operation
- Kinetic and potential energies are negligible
- Pump work is negligible

- محطة الطاقة تشتغل في حالة الاستقرار
- تُهمل الطاقة الحركية والطاقة الكامنة
- يُهمل شغل المضخة

Analysis

التحليلات

We apply equation 8.8,

نطبق المعادلة (8.8),

$$\eta_{Rankine} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2} \qquad \text{(Eqn.8.8)}$$

From example 8.2: h_2 = 87.173 kJ/kg, (من المثال السابق)

h_3 for superheated steam at 3.0 MP and 700°C = 3912.2kJ/kg

$s_3 = s_4$ = 7.7590 kJ/kgK

$s_4 = s_f + x \,.\, s_{fg}$,

s_f at 75 kPa = 1.2132 kJ/kgK, s_{fg} at 75 kPa = 6.2426 kJ/kgK

7.7590 = 1.2132 + x . (6.2426)

x = 0.953

$h_4 = h_f + x \,.\, h_{fg}$

h_4 = 314.03 + 0.953 x 2320.6 = 2483.791 kJ/kg

$$\eta_{Rankine} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2} = \frac{3912.2 - 2483.79}{3912.2 - 87.173} = 0.373 = \underline{37.3\%}$$

The answer depends on the steam tables used.

يعتمد الجواب علة نسخة جداول بخار الماء المستخدمة.

Comments

- The Rankine efficiency has increased from 34.7% to 37.3% due to raising the superheated steam temperature from 400°C to 700°C.
- We can recalculate the efficiency with pump work included to justify its omission.
- The effect of raising the boiler pressure can be estimated in a similar manner.

الملاحظات

- لقد ازدادت كفاءة رانكين من 34.7٪ إلى 37.3٪ بسبب رفع درجة حرارة البخار المحمص من 400 درجة مئوية إلى 700 درجة مئوية.
- يمكننا تكرارحساب الكفاءة مع تضمين شغل المضخة لتبرير اهماله.
- يمكنن تقدير تأثير رفع الضغط في المرجل بطريقة مماثلة.

Exercise

Calculate the Rankine efficiency when the pressure is raised from 3 MPa to 10 MP while the temperature at the turbine inlet is maintained at 700°C.

تمرين

احسب كفاءة رانكين عندما يُرفع الضغط من (3 MPa) إلى (10 MP) مع الحفاظ غلى درجة الحرارة في مدخل التوربين عند 700 درجة مئوية.

8.4 Reheat Rankine Cycle

We mentioned earlier that increasing the pressure in the boiler improves the ideal Rankine efficiency, but it causes problems due to the increase of steam moisture content. To tackle the moisture problem, the steam is expanded in the turbine in two stages with **reheating** included in between. Reheating can be accomplished by passing the steam through a bank of tubes in the boiler, thus utilizing the heat from combustion gases, or by a separate re-heater.

8.4 دورة رانكين مع اعادة التسخين

ذكرنا سابقًا أن زيادة الضغط في المرجل يحسن كفاءة رانكين المثالية, لكنه يتسبب في آثار غير مرغوب فيها نتيجة لزيادة محتوى الرطوبة في البخار. ولمعالجة آثار زيادة الرطوبة, يتم تمديد البخار في التوربين على مرحلتين مع شمول عملية **إعادة التسخين** بينهما. ويمكن إنجاز إعادة التسخين عن طريق تمرير البخار في مجموعة من الأنابيب داخل المرجل للاستفادة من الحرارة الناتجة عن غازات الاحتراق, أو بواسطة جهاز اعادة تسخين منفصل.

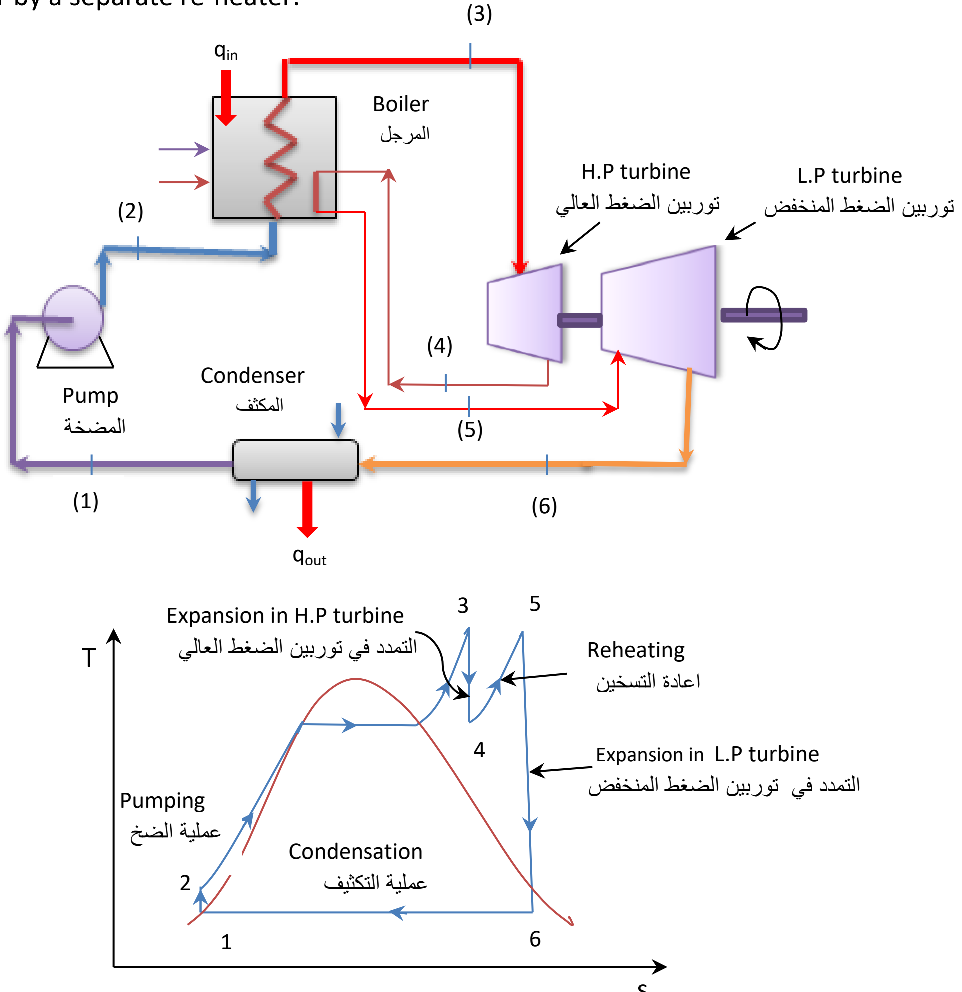


Figure 8.6 Ideal Reheat Rankine Cycle

الشكل 8.6 دورة رانكن المثالية مع اعادة التسخين

The T-s diagram and a schematic of the modified ideal Rankine cycle are shown in Fig 8.6. Steam is expanded isentropically to an intermediate pressure in the high pressure turbine (H.P), and then fed to the boiler to be reheated at constant pressure. The steam is then expanded to the condenser pressure in the low pressure turbine (L.P). To simplify the cycle analysis, it is recommended to reheat the steam to the boiler temperature approximately, that is ($T_3 \approx T_5$).

يوضح الشكل (8.6) مخطط (T-s) وكذلك الرسم التخطيطي لدورة رانكين المثالية المعدلة. يتمدد البخار ايسنتروبياً (بثبوت الانتروبي) إلى ضغط متوسط القيمة في توربين الضغط العالي (H.P), ثم يُرسل الى المرجل لإعادة تسخينه تحت ضغط ثابت. وبعد ذلك, يتمدد البخار ايسنتروبياً الى ضغط المكثف في توربين الضغط المنخفض (L.P). ولتبسيط تحليلات الدورة, يٌستحسن اعادة تسخين البخار إلى قيمة درجة الحرارة في المرجل البخاري على وجه التقريب, اي ($T_3 \approx T_5$).

The temperature at the inlet of the turbine may be increased further by increasing the number of reheat stages, and hence improve the cycle efficiency. However, due to the higher cost associated with adding more turbine stages, only two stages are used in practice. It should be noted that increasing the number of reheat stages allows the use of high steam pressures. However, the increase in pressure with temperature causes an increase in mechanical stresses. Consequently, an optimum pressure in the reheating tubes is limited to a quarter of the maximum pressure in the boiler

يمكن زيادة درجة الحرارة في مدخل التوربين بشكل أكبر عن طريق زيادة عدد مراحل إعادة التسخين وبالتالي تحسين كفاءة الدورة. لكن, نظراً لارتفاع التكلفة المرتبطة بإضافة المراحل في التوربين, يُستخدم مرحلتين فقط. وتجدر الاشارة الى أن زيادة عدد مراحل إعادة التسخين تسمح باستخدام ضغوط مرتفعة لبخار الماء, ولكن زيادة الضغط مع درجة الحرارة قد يسبب زيادة في الاجهادات الميكانيكية. ولهذا السبب يُحدد مقدار الضغط الأمثل في انابيب إعادة التسخين بربع الضغط الأقصى السائد في المرجل.

The **ideal reheat Rankine efficiency** is determined by dividing the total work from the two turbine stages by the total heat input to the system,

تُقدر **كفاءة رانكين المثالية مع إعادة التسخين** بقسمة إجمالي الشغل المستحصل من مرحلتي التوربين على مجمل الحرارة المجهزة الى المنظومة,

$$\eta_{reheat} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$$

$$\eta_{reheat} = \frac{(w_{T,1} + w_{T,2}) - w_p}{q_{in}}$$

Stage one, H.P turbine work (الشغل المنجز من التوربين في المرحلة الاولى) $= w_{T,1} = h_3 - h_4$

Stage two, L.P turbine work (الشغل المنجز من التوربين في المرحلة الثانية) $= w_{T,2} = h_5 - h_6$

Pump work is $w_P = h_2 - h_1$ الشغل المبذول في المضخة هو

Total heat input in the boiler $= q_{in} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$ = مجمل الحرارة المجهزة للبخار ي المرجل

Reheat Rankine efficiency (كفاءة رانكن مع اعدة التسخين) $$\eta_{reheat} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)} \quad (8.13)$$

$$\eta_{reheat} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)} \quad (8.14)$$

($w_P = 0.0$) بإهمال شغل المضخة

Example 8.4

In a power plant, steam enters the H.P turbine at 15 MPa and 700^{o}C and condensed at 12 kPa. If the quality of steam at the exit of the L.P turbine is limited to 90%, calculate the reheating pressure and the efficiency of the reheat-Rankine cycle.

المثال 8.4

يدخل بخار الماء الى توربين الضغط العالي في احدى محطات توليد الطاقة الكهربائية بضغط مقداره (15 MPa) وبدرجة حرارة تساوي (700^{o}C), ويتكثف البخار عند الضغط (12 kPa). إذا كانت جودة البخار الخارج من توربين الضغط المنخفض بحدود 90٪, احسب مقدار الضغط في انابيب إعادة التسخين وكفاءة دورة رانكين مع إعادة التسخين.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$P_2 = P_3 = 15 \text{ MPa}, T_3 = 700^oC, P_1 = P_6 = 12 \text{ kPa}, x = 0.9$$

Find **اوجد**

$$P_5, \eta_{reheat}$$

Assumptions

- Steady state operation
- Kinetic and potential energies are negligible

الافتراضات

- محطة الطاقة تشتغل في حالة الاستقرار
- تُهمل كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Analysis

The states are the same as in the schematic of the plant and the T-s diagram of Fig 8.6.

التحليلات

تُحدد الحالات بالارقام التي وردت في الرسم التخطيطي ومخطط (T-s) لمحطة الطاقة في الشكل (8.6).

Calculation of the reheat pressure:

تقييم الضغط في انابيب اعادة التسخين:

The properties of steam at <u>state 6</u> are,

خواص بخار الماء عند <u>الحالة 6</u>,

$h_6 = h_f + x \cdot h_{fg} = 206.9 + 0.9 \times 2384.1 = 2352.59$ kJ/kg ($P_6 = 12$ kP and $x = 0.9$)

$s_6 = s_f + x \cdot s_{fg} = 0.6961 + 0.9 \times 7.3910 = 7.3480$ kJ/kgK

<u>For state 5</u>: $s_5 = s_6 = 7.3480$ kJ/kgK, <u>الحالة 5 :</u>

The superheat table for $s_6 = 7.3480$ kJ/kgK ($\approx$7.34 76 kJ/kgK), and temperature 700^{0}C is table of 7.0 MPa, therefore The pressure P_5 = 7.0MPa.

لما كان جدول البخار المحمص الذي يحتوي الانتروبي ($s_6 = 7.3480$ kJ/kgK $\approx$7.34 76 kJ/kgK) ودرجة الحرارة (700^{0}C) هو جدول الضغط (7.0 MPa), لذا تكون قيمة الضغط (P_5) تساوي 7.0 MPa .

P_5 = <u>7.0 MPa</u>. This is the reheating pressure وهذا هو مقدار الضغط في انابيب اعادة التسخين

h_5 at 7.0 MPa and 700^{o}C = 3888 .3 kJ/kg

To determine the efficiency, we need to estimate the relevant enthalpy values, the enthalpies may vary a little depending on the steam tables used.

ولتحديد الكفاءة, نحتاج إلى تقدير قيم الانثالبي ذات الصلة, وقد تتباين القيم قليلاً وفقاً لجداول البخار المستخدمة.

state 1: الحاله 1 :

$h_1 = h_f$ at 12 kPa = 220.0 kJ/kg

$v_1 = v_f = 0.001012\ m^3/kg$

state 2: الحالة 2 :

We find h_2 from the pump work, نوجد قيمة (h_2) من شغل المضخة كما يلي:

$v_1 (P_2 - P_1) = h_2 - h_1$

$0.001012(16 \times 10^3 - 12) = h_2 - 220.0$, $h_2 = 236.307$ kJ/kg

state 3: الحالة 3 :

h_3 at 15 MPa and 700°C = 3840.1 kJ/kg

$s_3 = 6.9572$ kJ/kgK

state 4: الحالة 4:

$s_4 = s_3 = 6.9572$ kJ/kgK, $T_4 \approx 550^oC$, (more accurate value can be obtained by linear interpolation)

(يمكن الحصول على قيمة اكثر دقة لدرجة الحرارة باجراء الاستيفاء الخطي)

h_4 at 7 Mpa and 550°C = 3530.9 kJ/kg

$$\eta_{reheat} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)}$$

$$\eta_{reheat} = \frac{(3840.1 - 3530.9) + (3888.3 - 2352.59) - (236.307 - 220.0)}{(3840.1 - 236.307) + (3888.3 - 3530.9)} = 0.461$$

η_{reheat} = 46.1%

The answer depends on the steam tables used.

يعتمد الجواب على نسخة جداول بخار الماء المستخدمة.

Comments

الملاحظات

The cycle reheat efficiency is higher than the Rankine efficiency; this can be demonstrated by calculating the Rankine efficiency without the reheating. **Exercise**, show that $\eta_{reheat} > \eta_{Rankine}$

كفاءة الدورة مع إعادة التسخين أعلى من كفاءة رانكين, ويمكن إثبات ذلك من خلال حساب كفاءة رانكين بدون إعادة التسخين. **تمرين**, اثبت ان ($\eta_{reheat} > \eta_{Rankine}$).

8.5 Regenerative Rankine Cycle

The T-s diagram of an ideal Rankine cycle is depicted in Figure 8.7. Accordingly, feed water enters the boiler through the process, indicated as 2-2˝, at a relatively low temperature; this lowers the cycle efficiency. Thus, to improve the ideal Rankine efficiency, the average heat addition temperature in the boiler should be increased. To achieve this task, a **feed water heater** is installed before the pump to raise the temperature, which is commonly known as a **regenerator**.

8.5 دورة رانكين التجديدية

يوضح الشكل (8.7) مخطط (T-s) لدورة رانكين المثالية. ووفقاً للمخطط, يدخل الماء المغذي للمرجل البخاري من خلال العملية المشار اليها (˝2-2) عند درجة حرارة منخفضة نسبيًا, وهذا يقلل من كفاءة الدورة. وبناء على ذلك, يجب زيادة متوسط درجة الحرارة في المرجل البخاري من اجل تحسين كفاءة رانكين المثالية. ويمكن تحقيق ذلك عن طريق تركيب **سخان ماء التغذية** للمرجل وذلك لرفع درجة حرارة ماء التغذية قبل دخوله الى المضخة, وهو ما يُعرف عادة بإسم المجدد الحراري او كما ذكرنا سابقاً **معزز الحرارة**.

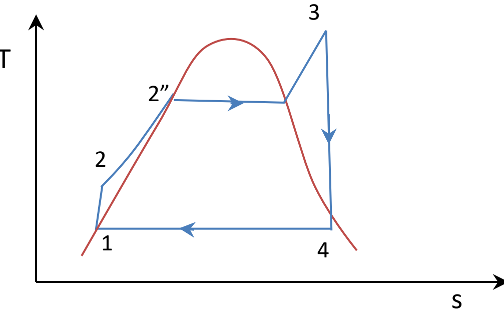


Figure 8.7 Heat addition in the boiler, process 2-2˝

الشكل 8.7 تزويد المرجل بالحرارة من خلال العملية (˝2-2)

The condensate is heated in the open regenerator (mixing chamber) by steam extracted from the turbine at different points,

يُسخن الماء الخارج من المكثف في معزز الحرارة المفتوح (وعاء خلط بدون انابيب) بواسطة البخار المستخرج من التوربين من مواقع مختلفة,

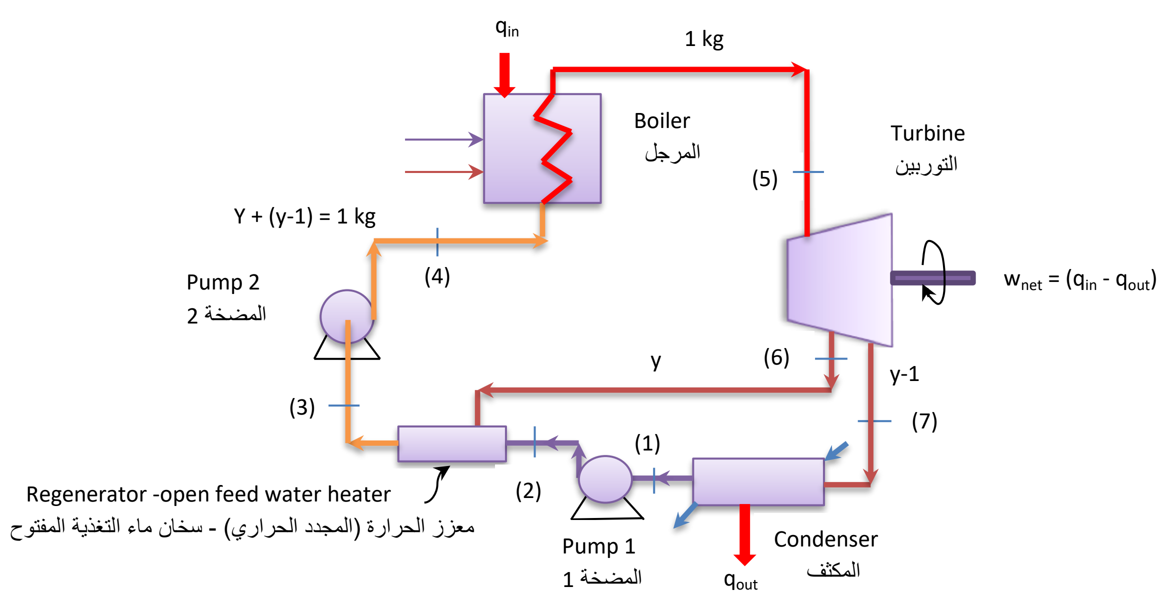


Figure 8.8 Ideal regenerative Rankine cycle **الشكل 8.8** دورة رانكين التجديدية المثالية

as indicated by the **ideal regenerative Rankine cycle** shown in Fig 8. The regenerator in this system is an open heater, or a mixing chamber, where steam is bled from the turbine and gets mixed with the condensate before being fed to the boiler. Pump 1 is used to push the condenser output into the regenerator, and pump 2 drives the heated water to the boiler. **Closed feed water heater** may also be employed; this type is a heat exchanger where the condensate is heated by steam inside the tubes without mixing.

Obviously, using more than one regenerator improves the efficiency of the cycle, but cost may pose a problem. However, the efficiency approaches the maximum value when a large number of regenerators are included. Hence, the determination of the optimum number requires cost analysis. In fact, some large power plants may employ up to eight feed water heaters (eight regenerators).

وكما يتضح في **دورة رانكين التجديدية المثالية** المبينة في الشكل (8.8). يظهر المجدد الحراري او معزز الحرارة في هذه المنظومة بمثابة سخان مفتوح, أو وعاء خلط, حيث يُستخرج البخار من التوربين ويُخلط مع البخار المكتثف (الماء السائل) قبل تغذيتة الى المرجل البخاري. تُستخدم المضخة المرقمة 1 لدفع الماء الخارج من المكثف إلى المعزز الحراري, بينما تقوم المضخة 2 بدفع الماء الساخن إلى المرجل. يمكن أيضًا استخدام **سخان ماء تغذية مغلق**؛ وهذا النوع هو عبارة عن مبادل حراري يُسخن الماء داخل انابيبه باستخدام البخار المستخرج من التوربين دون الخلط بين الماء والبخار.

من البديهي أن استخدام أكثر من مُجدد او معزز حراري يحسن كفاءة الدورة, لكن ارتفاع التكلفة قد يشكل عائقاً لزيادة العدد. ونظراً لاقتراب الكفاءة من قيمتها القصوى عند استخدام عدد كبير من المُعززات الحرارية, لذا فإن تحديد العدد الأمثل يتطلب اجراء تحليلات للتكلفة. وفي واقع الحال, يُستخدم في بعض محطات توليد الطاقة الكبيرة ما يصل الى ثمانية سخانات لتغذية الماء (اي ثمانية معززات حرارية).

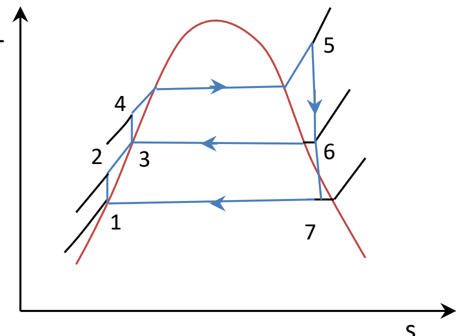


Figure 8.9 The T-s diagram for the ideal regenerative Rankin cycle

الشكل 8.9 مخطط (T-s) لدورة رانكين التجديدية المثالية

Regeneration has another positive effect which is the removal of air from the steam in the turbine to prevent corrosion. It also helps to control the flow rate of the steam in the final stages of the turbine.

The T-s diagram of Fig. 8.9 shows the processes of the cycle with the same numbers given in Fig. 8.8. Note that, it is more convenient to conduct the cycle analysis on the basis 1 kg of steam passing through the boiler.

وهناك تأثير إيجابي آخر للتجديد الحراري هو إزالة الهواء من البخار في التوربين لمنع ظاهرة التآكل, كما أنه يساعد على التحكم بمعدل جريان البخار في المراحل النهائية للتوربين.

يوضح الشكل (8.9) عمليات الدورة على مخطط (T-s) بنفس الأرقام المثبتة في الشكل (8.8). وتجدر الاشارة هنا الى انه هنا من الأنسب إجراء تحليلات الدورة على أساس مرور 1 كغم من البخار عبر المرجل.

The cycle efficiency

كفاءة الدورة

For each 1 kg leaving the boiler, y kg of steam expands partially in the turbine and get extracted at state 6. The remaining (1-y) kg expands to the condenser pressure and exits the turbine at state 7. Note, if the flow rate through the boiler is $\dot{m}$ kg/s, the flow through the condenser will be $\dot{m}$ (1-y) kg/s. The symbol y is also the mass fraction of extracted steam, $(y = \dot{m}_6 / \dot{m}_5)$

لكل (1 kg) من بخار الماء يخرج من المرجل, (y kg) من البخار يتمدد جزئياً في التوربين ويخرج عند الحالة 6. يتمدد البخار المتبقي [(y-1) kg] لينخفض الضغط إلى ضغط المكثف ويخرج من التوربين في الحالة 7. لاحظ, اذا كان معدل الجريان خلال المرجل ($\dot{m}$ kg/s) سيكون معدل الجريان خلال المكثف مساوياً [$\dot{m}$(1-y) kg/s] بدلا من (1-y). يمثل الرمز (y) قيمة الكسرالوزني للبخار المستخرج ايضاً $(y = \dot{m}_6 / \dot{m}_5)$.

Heat added to every kg of steam leaving the boiler q_{in} is expressed as,

تُحسب كمية الحرارة المضافة لكل كيلوغرام من البخارالخارج من المرجل (q_{in}) من المعادلة,

$$q_{in} = h_5 - h_4 \qquad (8.15)$$

For every kg of steam leaving the boiler, the heat rejected from the condenser is q_{out}, which is

تُعطى كمية الحرارة المطروحة من المكثف لكل كيلوغرام من البخار الخارج من المرجل (q_{out}) من المعادلة التالية,

$$q_{out} = (1-y)\,(h_7 - h_1) \qquad (8.16)$$

Total work done by the steam in the turbine, اجمالي الشغل الذي ينجزه البخار في التوربين,

$$w_T = 1.\,(h_5 - h_6) + (1-y)\,(h_6 - h_7) \qquad (8.17)$$

Work done on the steam in the two pumps, مقدار الشغل االمبذول على البخار في المضختين,

$$w_P = (1 - y)\, w_{P-1} + w_{P-2}) \qquad (8.18)$$

$$w_{P-1} = v_1\,(P_2 - P_1) \quad , \quad w_{P-2} = v_3\,(P_4 - P_3)$$

$$w_{net} = w_T - (w_{P-1} + w_{P-2}) = q_{in} - q_{out}$$

$$\eta_{Regeneration} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \qquad (8.19)$$

Example 8.5

المثال 8.5

Steam enters the turbine of a steam power plant at 17.5 MPa and 650°C and is condensed at 12 kPa. A fraction of the steam is extracted from the turbine at 1.2 MPa and fed to the regenerator where it is mixed with the water exiting the condenser. Calculate the percentage of steam extracted from the turbine and the efficiency of the regenerative Rankine cycle.

يدخل بخار الماء إلى التوربين في احدى محطات توليد الطاقة البخارية عند الضغط (17.5 MPa) ودرجة الحرارة 650 درجة مئوية, ويتكثف عند الضغط (12 kPa). يُستخلص جزء من البخار من التوربين بضغط (1.2 MPa), ثم يُغذا الى معزز الحرارة حيث يختلط مع الماء الخارج من المكثف. احسب النسبة المئوية للبخار المستخرج من التوربين وكفاءة دورة رانكين التجديدية.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$P_4 = P_5 = 17.5 \text{ MPa}, T_5 = 650^oC, P_1 = P_7 = 12 \text{ kPa}, P_2 = P_3 = P_6 = 1.2 \text{ MPa}$$

Find

اوجد

$$Y, \ \%, \ \eta_{Regeneration}$$

Assumptions

- Steady state operation
- Kinetic and potential energies are negligible
- The power plant operates on the ideal regenerative Rankine cycle

الافتراضات

- محطة الطاقة تشتغل في حالة الاستقرار
- تُهمل الطاقة الحركية والطاقة الكامنة
- تشتغل المحطة بدورة رانكين التجديدية المثالية

Analysis

The power plant operates on the ideal generative cycle shown in Fig 8.9. We first estimate the enthalpies at various state of the cycle:

التحليلات

تعمل المحطة بدورة رانكين التجديدية المثالية الموضحة في الشكل (8.9). سنحدد اولاً قيم الانثالبي في حالات الدورة المختلفة:

From steam tables,

نقرأ من جداول بخار الماء,

$h_1 = h_f$ at 12 kPa = 206.9 kJ/kg

$v_1 = v_f$ at 12 kPa = 0.001012 m^3/kg

$h_2 = h_1 + w_{P\text{-}1}$

$h_2 = h_1 + v_1(P_2 - P_1) = 206.9 + 0.001012\ (1300 - 12) = 208.2$ kJ/kg

$h_3 = h_f$ at 1.2 MPa = 798.6 kJ/kg

$v_3 = v_f$ at 1.2 MPa = 0.001139 m^3/kg

$h_4 = h_3 = v_3 (P_4 - P_3)$ = 798.6 + 0.001139 (17500-1200) = 817.16 kJ/kg

h_5 at 17.5 MPa and 650°C = 3603.9 kJ/kg

We find T_6 from superheat steam tables corresponding to 1.2 MPa and s_6.
نوجد درجة الحرارة (T_6) من جداول بخار الماء المحمص عند الضغط (1.2 MPa) والانتروبي (s_6).

For isentropic expansion ($s_5 = s_6 = s_7$) لدينا معادلة التمدد الايسنتروبي

From super heat tables, (s_5 at 17.5 MPa and 650°C = 6.7357 kJ/kg) من جداول البخار المحمص

The temperature T_6 (corresponding to P = 1.2 MPa and s_6 = 6.7357 kJ/kg) = 230°C approximately. (قيمة درجة الحرارة المطلوبة على وجه التقريب)

h_6 at 1.2 MPa and 230°C = 2887.36 kJ/kg by (linear interpolation نتيجة الاستيفاء الخطي)

To find h_7 12 kPa: ايجاد قيمة h_7:

$h_7 = h_{f7} + x_7 . h_{fg7}$

We apply the isentropic relation, ($s_5 = s_7$) (تطبيق العلاقة الايسنتروبية)

s_7 = 6.7357 kJ/kg = $s_{f7} + x . s_{fg7}$

x = (6.7357- 0.6961)/7.3910 = 0.817

h_7 = 206.9 + 0.817 x 2384.1 = 2154.7 kJ/kg

The energy balance for the regenerator: موازنة الطاقة لمعزز الحرارة:

y (kg). h_6 + (1-y) (kg) . h_2 = 1 (kg) x h_3

The mass fraction (الكسر الوزني) $y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = \frac{798.6 - 208.2}{2887.36 - 208.2} = 0.22$

% steam extracted from the turbine = <u>22%</u> = النسبة المئوية للبخار المستخرج من التوربين

$$\eta_{Regeneration} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$$

q_{out}= (1-y) ($h_7 - h_1$) = (1- 0.22)(2154.7 - 206.9) = 1519.28 kJ/kg

$q_{in} = h_5 - h_4$ = 3603.9 - 817.16 = 2786.74 KJ/kg

$$\eta_{Regeneration} = 1 - \frac{1519.28}{2786.74} = 0.454 = \underline{45.4\%}$$

The answer depends on the steam tables used. يعتمد الجواب على نسخة جداول بخار الماء المستخدمة.

Comments

- The regeneration efficiency is higher than the Rankine cycle. This can be checked by performing the calculations without regeneration **as an exercise**.
- The temperature T_6 was approximated from steam tables and a more accurate value can be estimated by linear interpolation.

الملاحظات

- تبين ان قيمة الكفاءة التجديدية هي اعلى من كفاءة رانكين. **وكتمرين** ,يمكنك التحقق من ذلك عن طريق إجراء الحسابات بدون التجديد الحراري في الدورة.
- لقد تم تقريب درجة الحرارة (T_6) من جداول البخار ويمكن تقدير قيمتها بأكثر دقة بواسطة الاستيفاء الخطي.

8.6 Rankine Regenerative Cycle with Reheat

The improvement of the efficiency Rankine cycle efficiency due to reheat was discussed in section 8.4. Further improvement can be achieved by combining **reheating** with regeneration in the same steam power plant. The plant with reheat may have three stages of regeneration or more. For example, it may include a **furnace** plus one or more closed heater and a mixing chamber. In fact, some modern plants may employ three closed feed heaters as shown in Fig 8.10.

8.6 دورة رانكين التجديدية مع اعادة التسخين

ناقشنا في الفقرة (8.4) تحسين كفاءة دورة رانكين باستخدام إعادة التسخين. ويمكن تحقيق المزيد من التحسين باضافة منظومة **إعادة التسخين** الى منظومة التجديد الحراري في نفس محطة توليد الطاقة البخارية. وقد تتالف المحطة من منظومة إعادة التسخين مع ثلاث مراحل من التجديد الحراري أو أكثر. فعلى سبيل المثال, قد تشتمل المحطة على **فرن** بالاضافة الى سخان مغلق او اكثر, ووعاء خلط لتسخين ماء التغذية. وفي واقع الحال, قد توضف بعض المحطات الحديثة ثلاث سخانات تغذية مغلقة كما هو مبين في الشكل (8.10).

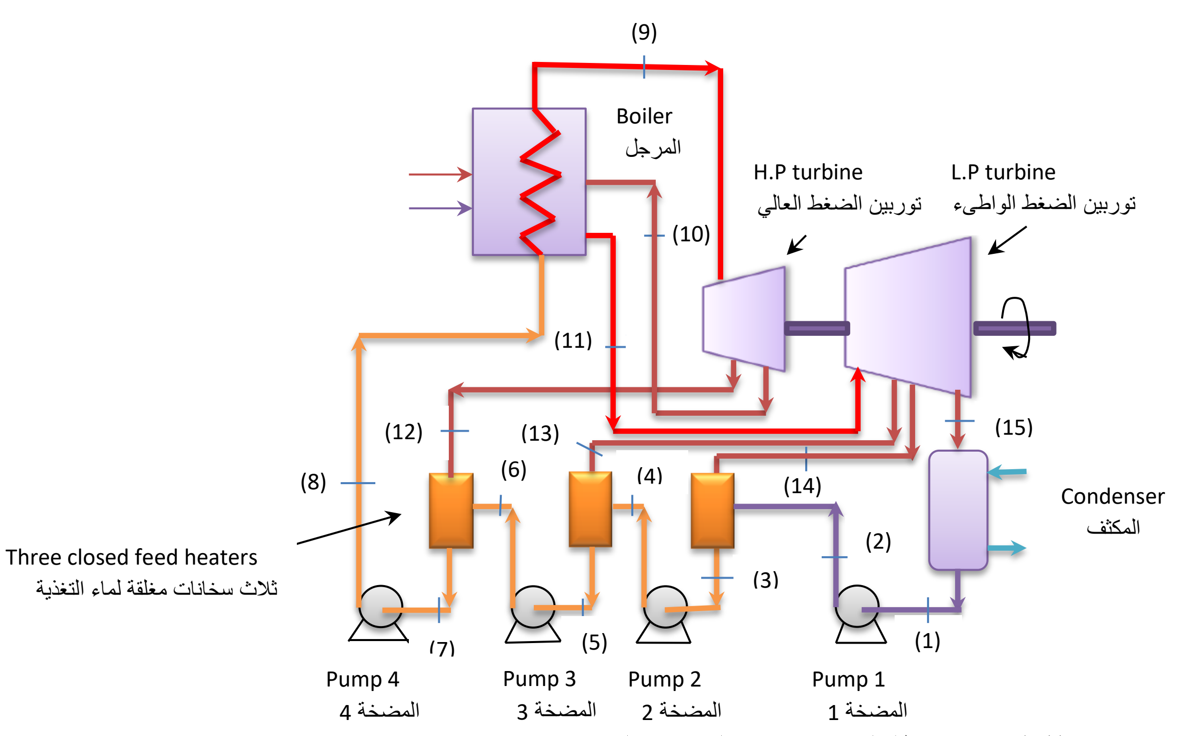


Figure 8.10 Reheating and regeneration **الشكل 8.10** محطة البخار مع اعادة التسخين والتجديد

The expansion of steam in the high and low pressure sections of the turbine takes place at constant entropy; this is shown on the T-s diagram in Fig. 8.11. The isentropic expansion, plus neglecting friction and heat loses, simplifies the analysis of the **ideal Rankine cycle with reheat and regeneration**.

يحدث تمدد البخار بثبوت الانتروبي في أجزاء التوربين للضغط المرتفع وللضغط المنخفض, وهذا ما يتضح في مخطط (T-s) في الشكل (8.11). وإن هذا التمدد الايسنتروبي, بالإضافة إلى إهمال مفقودات الاحتكاك والحرارة, يبسط التحليلات التي تخص **دورة رانكين المثالية مع إعادة التسخين والتجديد**.

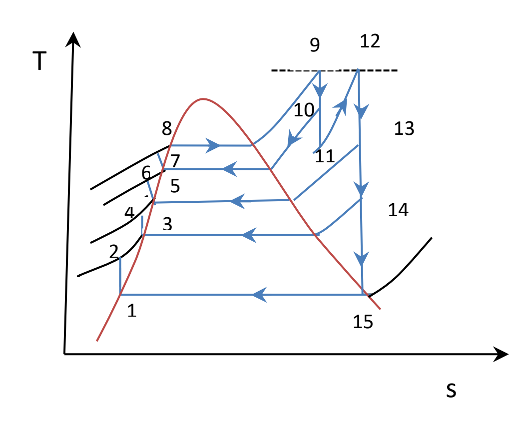


Figure 8.11 The T-s diagram for the cycle with reheat and regeneration

الشكل 8.11 مخطط (T-s) لدورة رانكن مع الاعادة التسخين والتجديد الحراري

Cycle analysis

تحليلات الدورة

The efficiency of the cycle is given by:

نحسب كفاءة الدورة من المعادلة التالية:

$$\eta = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$$

For 1 kg of steam leaving the boiler:

لدينا لكل كيلوغرام من البخار الخارج من المرجل:

Heat rejected, $q_{out} = (1 - y_1 - y_2 - y_3)(h_{15} - h_1)$, الحرارة المطروحة (8.20)

Heat addition, $q_{in} = h_9 - h_8) + (1 - y_1)(h_{12} - h_{11})$,الحرارة المضافة (8.21)

The work done by the turbine:

الشغل الذي ينجزه النوربين:

$$w_T = (h_9 - h_{10}) + (1 - y_1)(h_{10} - h_{11}) + (1 - y_1)(h_{12} - h_{13}) + (1 - y_1 - y_2)(h_{13} - h_{14}) + (1 - y_1 - y_2 - y_3)(h_{14} - h_{15}) \quad (8.22)$$

Work to be supplied to the 4 pumps:

الشغل اللازم تزويده للمضخات الاربع:

$$w_P = (1-y_1 - y_2 - y_3)(h_2 - h_1) + (1- y_1 - y_2)(h_4 - h_3) + (1-y_1)(h_6 - h_5) + (h_8 - h_7) \quad (8.23)$$

It is not easy to calculate the efficiency of the regenerative Rankine cycle with reheat; the Complexity of calculations depends on the number of regenerators; the more closed feed water heaters the more tedious the calculations become. To evaluate the mass fractions of steam bled from the turbine, y_1, y_2, y_3..., we need to conduct mass and energy balances for each one of the feed water heaters.

يصعب حساب كفاءة دورة رانكين التجديدية مع إعادة التسخين, ويعتمد التعقيد على عدد المجددات الحرارية, فكلما زاد عدد سخانات ماء التغذية المغلقة (معززات الحرارة) كلما كانت الحسابات اكثر تعقيداً. ولتقييم الكسور الوزنية لبخار الماء المستخرج من التوربين (y_1, y_2, y_3...), ينبغي إجراء موازنات الكتلة والطاقة لكل سخان من سخانات ماء التغذية.

8.7 Irreversibilities of Rankine Cycle

8.7 اللا انعكاسيات في دورة رانكين

In previous sections, we considered ideal Rankine cycle efficiency assuming isentropic expansion in the turbine. However, all types of ideal Rankine cycles are only internally reversible and may involve irreversibilities across the boundary of the system. Major irreversibility is due to heat losses to surroundings caused by temperature difference (ΔT). The magnitude of irreversibilities can be expressed in terms of destroyed exergy (ex_{dest}) as follows

لقد افترضنا في حسابات كفاءة دورة رانكين المثالية في الفقرات السابقة على ان التمدد في التوربين هو تمدد ايسنتروبي. لكن جميع أنواع دورات رانكين المثالية هي دورات قابلة للانعكاس داخليًا فقط, وقد تتضمن عناصر غيرانعكاسية عبر تخوم منظوماتها. والمسبب الرئيسي لوجود اللا انعكاسيات هو حصول فقدان الحرارة الى المحيط بسبب اختلاف درجة الحرارة , او وجود الفرق بدرجة الحرارة (ΔT). يمكن تحديد مقدار اللا انعكاسيات بدلالة الاكسيرجي المدمرة (ex_{dest}) كما يلي

$$\ddot{S}_{gen} = \ddot{S}_{out} - \ddot{S}_{in} = (\dot{m}s_{out} + \frac{\ddot{Q}_{out}}{T} - \dot{m}\, s_{in} - \frac{\ddot{Q}_{in}}{T})$$ (Entropy balance for steady flow موازنة الانتروبي)

$$s_{gen} = (s_{out} - s_{in}) + \frac{q_{out}}{T} - \frac{q_{in}}{T}$$ (Balance for a unit mass الموازنة لوحدة اللكتلة)

$ex_{dest} = T_0 \cdot s_{gen}$ (As stated in Ch.6, exergy destroyed is proportional to the entropy generated)
(تتناسب الاكسيرجي المدمرة مع الانتروبي المتولدة تناسباً طردياً, كما ورد في الفصل السادس)

$$ex_{dest} = T_0 [(s_{out} - s_{in}) \frac{q_{out}}{T} - \frac{q_{in}}{T}]$$

For a cycle that involves heat losses only with maximum temperature T_h and minimum T_c:
للدورة التي تتضمن مفقودات حرارية فقط, ولها درجات الحرارة العضمى (T_h) والدنيا (T_c):

$$ex_{dest} = T_0 (\frac{q_{out}}{T_c} - \frac{q_{in}}{T_h}) \quad (8.24)$$

We will solve an example to estimate ex_{dest}.

سنقوم بحل مثال لتقدير (ex_{dest}).

Example 8.6

المثال 8.6

Determine the exergy destroyed in the steam power plant of example 8.1. Take the surrounding temperature to be 25°C.

اوجد مقدار الاكسيرجي التي تُدمر في محطة توليد الطاقة البخارية التي وردت في المثال 8.1. اتخذ درجة حرارة المحيط حول المحطة مساويةً الى 25 درجة مئوية.

Solution

الحل

Given

المعلوم

Information available in example 8.1 تُعتمد المعلومات من المثال 8.1

$T_0 = 25^oC$

Find

اوجد

ex_{dest}

Analysis

التحليلات

T_h = maximum temperature = 400°C

T_c = saturation temperature at 80 kPa = 93.5°C

$q_{in} = h_2 – h_1 = 3222.3 – 394.55 = 2827.75$ kJ/kg

$q_{out} = h_4 – h_1 = 2447.38 – 391 = 2056.38$ kJ/kg

$$ex_{dest} = T_0 \left(\frac{q_{out}}{T_c} - \frac{q_{in}}{T_h}\right) \qquad \text{(Eq. 8.24)}$$

$$ex_{dest} = (25 + 273) \left(\frac{2056.38}{(93.5+273)} - \frac{2827}{400+273}\right) = \underline{420.259 \text{ kJ/kg}}$$

The answer depends on the steam tables used

يعتمد الجواب على نسخة جداول بخار الماء المستخدمة.

Comments

الملاحظات

The as exergy destroyed in the system is mainly due to heat losses from the boiler and condenser. Irreversibilities related to friction are neglected because they are relatively small.

يعود السبب الرئيسي لتدمير الاكسيرجي في المنظومة إلى فقدان الحرارة من المرجل والمكثف. وقد اهملت اللا انعكاسيات المتعلقة بالاحتكاك لكونها صغيرة نسبيًا.

8.8 Cogeneration

8.8 توليد الطاقة المشترك

Most of the power plants are typically built near rivers or close to the sea shores. The main reason for that is to be able to use the water to feed the plant after desalination and treatment. This is in addition to the possibility of providing cooling water for the condenser from the water source.

عادة ما تُشيد معظم محطات الطاقة بالقرب من الأنهار أو من شواطئ البحر, ويعود السبب الرئيسي لذلك الى امكانية استخدام المياه في سد حاجة المحطة بعد استخلاص الاملاح منها وتنقيتها. هذا بالاضافة الى امكانية توفير ماء التبريد في المكثف من مصدر المياه.

Keeping in mind that returning warm water from the condenser to the water source may cause thermal pollution to rivers or other sources, and also lead to wasting some thermal energy. The waste heat can be used by devices, or supplied to systems that require thermal energy in the form of **process heat**. Most process industries, including oil refineries, various factories and desalination plants, require process heat provided by steam. Obviously, process steam can be raised by burning fossil fuel, such as oil or coal. However, **cogeneration** may also provide steam for industrial processes. Cogeneration is defined as: *the production of more than one type of energy by a single source, such as the production of electricity and heat from a power plant*. The cogeneration can be achieved in two methods; one is by feeding the turbine output to a process heating system with the condensed steam being returned to the boiler. The second method is extracting steam from the turbine at the required process pressure, and the process condensate is mixed with the condenser output. The first method, which excludes the condenser, is the ideal cogeneration method. But, the second method provides varying process steam loads to adjust to variation in power demand.

وتجدر الاشارة الى ان اعادة المياه الدافئة بعد خروجها من المكثف إلى المصدر قد يسبب تلوثاً حرارياً للأنهار او المصادر الأخرى, ويؤدي ايضاً الى إهدار بعض الطاقة الحرارية. ويمكن الاستفادة من الطاقة المهدورة لسد متطلبات بعض الاجهزة, او تزويدها الى المنظومات التي تتطلب طاقة حرارية بشكل يلائم العمليات الصناعية, وتسمى هذه الطاقة الحرارية المزودة للمصانع **حرارة التصنيع**. ان معظم المصانع, بما فيها مصافي النفط والمعامل المختلفة ومحطات التحلية, توظف كميات من بخار الماء لغرض تزويد الطاقة الحرارية. وبطبيعة الحال, يمكن توفير بخار الماء لاغراض التصنيع عن طريق حرق الوقود الأحفوري مثل النفط أو الفحم, ومع ذلك, قد يوفر **توليد الطاقة المشترك** بخار الماء الساخن للاستهلاك في العمليات الصناعية. ويعرف توليد الطاقة المشترك على انه: *انتاج اكثر من صنف من الطاقة بواسطة مصدر واحد, مثل انتاج الكهرباء والحرارة من محطات توليد الطاقة*. ويمكن تحقيق التوليد المشترك للطاقة بطريقتين, الاولى عن طريق تغذية البخارالخارج من توربين محطة الطاقة البخارية إلى منظومة التسخين للعمليات الصناعية مع إعادة البخار المتكثف إلى المرجل. والطريقة الثانية هي استخلاص البخار من التوربين عند ضغط مساوٍ لضغط العملية الصناعية, ثم خلط مكثفات العملية الصناعية مع الماء الخارج من مكثف المحطة البخارية. نلاحظ بأن الطريقة الأولى لا تشمل جهاز التكثيف في المحطة لذا فهي طريقة التوليد المشترك المثالية. لكن الطريقة الثانية توفر البخار باحمال متفاوتة استجابة الى متطلبات استهلاك الطاقة الكهربائية.

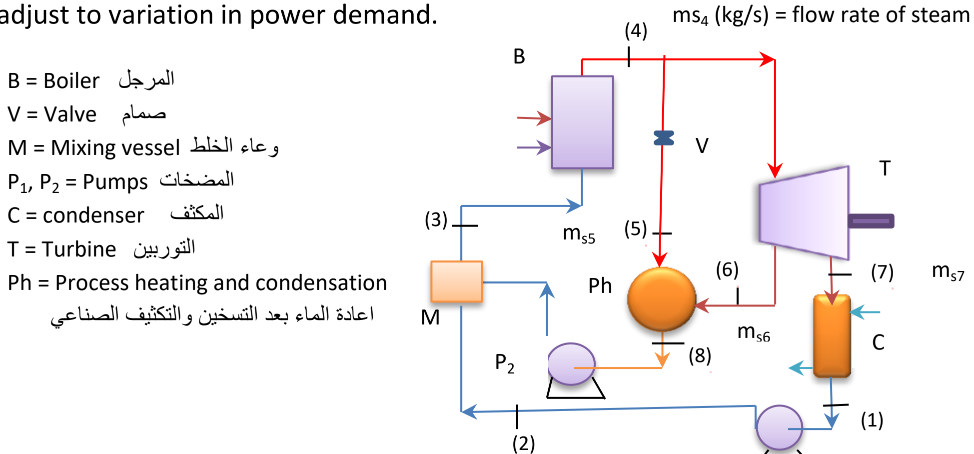


Figure 8.12 Cogeneration plant with varying load. **الشكل 8.12** محطة التوليد المشترك لتزويد حميات متفاوته من البخار

The plant is modified to include an expansion valve line as shown above.

وهنا تم تعديل المحطة لتشمل صمام التمدد كما هو موضح في اعلاه.

Analysis of a cogeneration plant for Fig 8.12

التحليلات لمحطة التوليد المشترك في الشكل (8.12)

For steam flow rate m_{s4} kg/s of steam through the boiler, the rate of heat addition $\dot{Q}_{in}$,

لمعدل جريان البخار (m_{s4} kg/s) عبر المرجل, يكون معدل إضافة الحرارة ($\dot{Q}_{in}$),

$$\dot{Q}_{in} = m_{s4}\,(h_4 - h_3) \qquad (8.25)$$

Rate of heat rejection in condenser, $\dot{Q}_{out}$ معدل طرد الحرارة ,

$$\dot{Q}_{out} = m_{s7}\,(h_7 - h_1) \qquad (8.26)$$

The process load is denoted as $\dot{Q}_{proc}$ نرمز الى الحِمل الحراري للمصنع

$$\dot{Q}_{proc} = m_{s5}\,h_5 + m_{s6}\,h_6 - m_{s8}\,h_8 \qquad (8.27)$$

Power produced by the turbine, $W_{p\text{-}Turbine}$, مقدار القدرة المتولدة من التوربين,

$$W_{p\text{-}Turbine} = (m_4 - m_5)\,(h_4 - h_6) + m_{s7}\,(h_6 - h_7) \qquad (8.28)$$

To solve cogeneration problems, we need to estimate the enthalpies at each state using the pump work and steam tables to achieve that. The method is similar to solving the previous examples. We can also develop the equations for an ideal cogeneration plant without a condenser by setting ($m_{s4} = m_{s6}$), ($m_{s5} = 0.0$) , ($m_{s7} = 0.0$).

يتطلب حل مسائل التوليد المشترك تقدير الانثالبي لكل حالة من حالات المحطة باستخدام مقدار شغل المضخة وجداول البخار لتحقيق ذلك, حيث ان الطريقة مشابهة لحل الأمثلة السابقة. ويمكننا أيضًا تطوير معادلات لمحطة توليد مشتركة مثالية بدون مكثف عن طريق اعتبار ($m_{s4} = m_{s6}$) و ($m_{s5} = 0.0$) و ($m_{s7} = 0.0$).

8.9 Combined Power Cycle

8.9 دورة انتاج الطاقة المركبة

The dual use of a gas power cycle coupled with a steam power cycle results in what is known as the **combined cycle**. One of the most common systems in this field is the **combined power plant**, which adopts the coupling of the gas turbine cycle (Brighton cycle) with the steam power plant cycle. The plant grants cogeneration of power with relatively high efficiency. This is because the hot exhaust gasses of the gas turbine are used to raise steam in a heat exchanger that acts as the boiler for the power plant. Energy production on a combined cycle basis is cost-effective; because the boiler's thermal energy requirements can be extracted from the exhaust gases. The combined cycle is shown in Fig 8.13.

يؤدي الاستخدام المزدوج لدورة الطاقة الغازية مع دورة الطاقة البخارية الى تكوين ما يعرف باسم **الدورة المركبة**. ومن أهم المنظومات الشائعة في هذا المجال هي **محطة الطاقة المركبة**, والتي تعتمد اقتران دورة التوربينات الغازية (دورة برايتون) مع دورة محطة توليد الطاقة البخارية. تمنح هذه المحطة توليداً مشتركاً للطاقة الكهربائية بكفاءة عالية نسبياً, والسبب يعود الى استخدام غازات العادم الساخنة الخارجة من التوربينات الغازية لغرض توليد بخار الماء في مبادل حراري يعمل بمثابة مرجل بخاري للمحطة. لذلك, يعد إنتاج الطاقة على أساس الدورة المركبة فعالاً من حيث التكلفة, لأن متطلبات الطاقة الحرارية للغلاية يمكن استخلاصها من غازات العادم. يبين الشكل (8.13) تفاصيل الدورة المركبة.

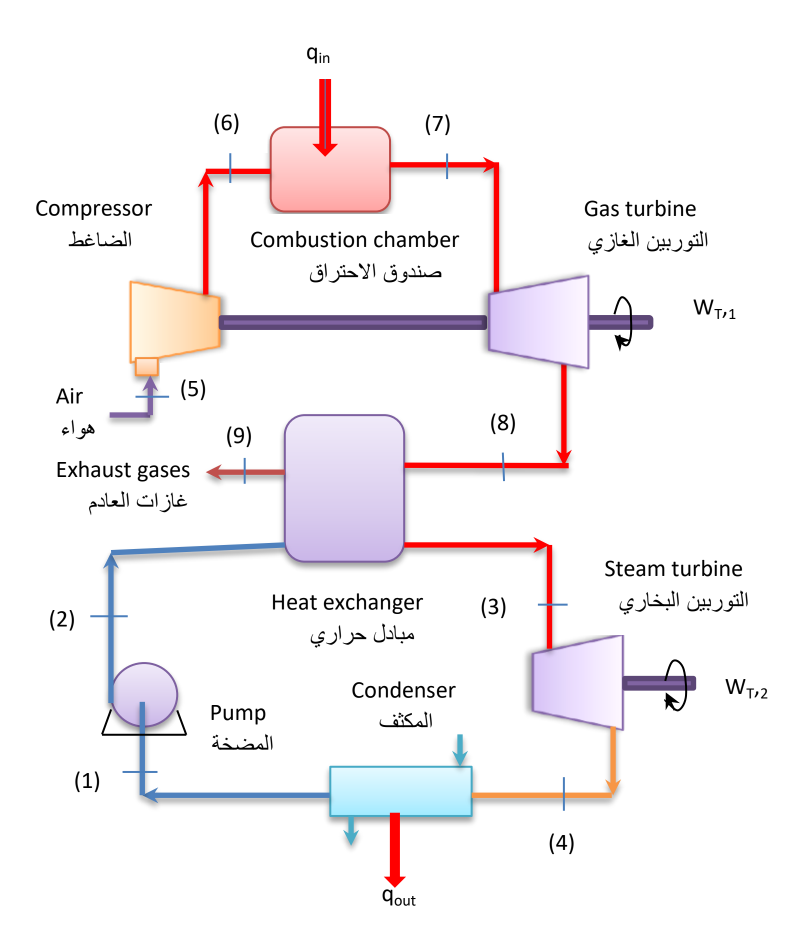


Figure 8.13 Combined cycle - power plant **الشكل 8.13** محطة توليد الطاقة المركبة

Cycle 1-2-3-4 is the steam cycle, and 5-6-7-8-9 is the gas-turbine or the Brayton cycle. Note that the continuous improvements and developments in gas turbines make the combined cycle power plant an attractive system.

The efficiency is determined by dividing the net work done by the heat input.

تمثل الدورة 1-2-3-4 دورة بخار الماء, وتمثل الدورة 5-6-7-8-9 دورة التوربينات الغازية أو دورة برايتون. تجدر الملاحظة هنا على إن التحسينات والتطورات المستمرة لتوربينات الغاز تجعل من محطة توليد الطاقة ذات الدورة المركبة نظامًا مرغوباً به.

تُحدد الكفاءة من خلال قسمة صافي الشغل المنجز على مجمل الحرارة المزودة.

Example 8.7

Consider the T-s diagram of a combined gas-steam power plant is shown in Fig 8.14.

المثال 8.7

تأمل الشكل (8.14) الذي يمثل مخطط (T-s) للمحطة المركبة.

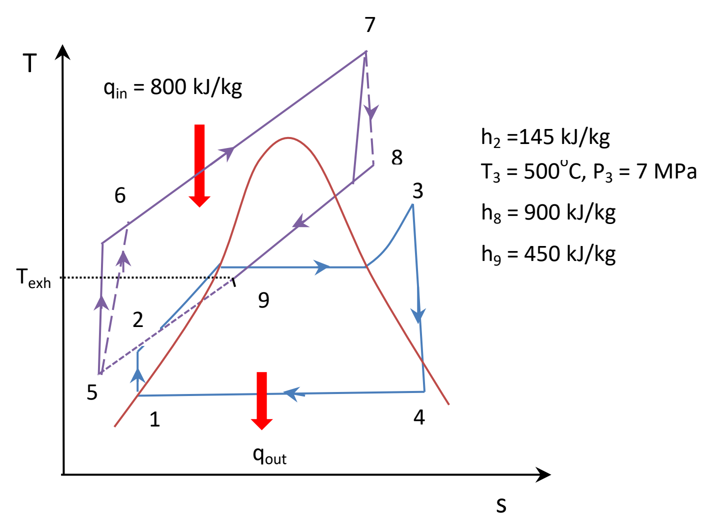


Figure 8.13 The T-s diagram for the combined cycle

الشكل 8.143 مخطط (T-s) للدورة المركبة

1-2-3-4 represents a simple Rankine cycle.
5-6-7-8 is the actual Brayton cycle.
The exhaust gases temperature is T_{exh}, which is at point 9 on the diagram.

1-2-3-4 هي دورة رانكين البسيطة.
5-6-7-8 هي دورة برايتون الفعلية.
نرمز لدرجة حرارة غازات العادم (T_{exh}), أي في النقطة 9 على المخطط.

Given

المعلوم

For the Brayton cycle:
The isentropic efficiencies for the compressor and gas turbine are 82% and 86% respectively. The isentropic work input to the compressor is 250 kJ/k and isentropic work done by the gas turbine is 600 kJ/kg.
The efficiency of the Rankine cycle is 41%. Note that some information is mentioned on the T-s diagram.

فيما يخص دورة برايتون:
قيمة الكفاءة الايسنتروبية للضاغط والتوربين الغازي 82٪ و 86٪ على التوالي. مقدار الشغل الايسنتروبي المزود للضاغط هو (250 kJ/kg)، والشغل الايسنتروبي الذي يقوم به التوربين الغازي يساوي (600 kJ/kg).

كفاءة دورة رانكين 41٪. لاحظ أن بعض المعلومات الاضافية مذكورة في مخطط (T-s).

Required

المطلوب

Conduct an energy balance to find the flow rate of steam for 1 kg/s of exhaust gases. Also, determine the combined cycle efficiency.

اجراء موازنة الطاقة لإيجاد معدل جريان البخار لكل (1 kg/s) من غازات العادم, وكذلك تحديد كفاءة الدورة المركبة.

Analysis **التحليلات**

Brayton cycle دورة برايتن

$\eta_T = 0.86 = w_{act}/w_{isen} = w_{act}/600$

w_{act} (for gas turbine) = 600 x 0.86 = 516 kJ/kg

$\eta_C = 0.82 = w_{isen}/w_{act} = 250/w_{act}$

w_{act} (for compressor) = 250/0.82 =304.878 kJ/kg

w_{net} (Brayton cycle) = 516 – 304.878 = 211.122 kJ/kg

h_8 = 900 kJ/kg , h_9 = 450 kJ/kg (from T-s diagram)

q_{in} = 800 kJ/kg (given on T-s diagram من المخطط)

Steam Rankin cycle دورة رانكين لبخار الماء

h_2 = 145 kJ/kg (h_2 given on T-s diagram) (قيمة الانثالبي مثبتة في المخطط)

h_3 at 500°C and 7 MPa = 3411.4 kJ/kg

$\eta_{Rankine} = 0.41 = w_{net}/q_{in} = w_{net}/(h_3 - h_2)$

w_{net} (Rankine cycle) = 0.41 (3411.4 – 145) = 1339.224 kJ/kg

Energy balance on the heat exchanger موازنة الطاقة للمبادل الحراري

Energy from the exhaust gases = Energy input to raise steam in the boiler
الطاقة المستحصلة من غازات العادم = الطاقة المكتسبة في المرجل لتوليد البخار

$\dot{m}_{exhaust}(h_8 - h_9) = \dot{m}_{steam}(h_3 - h_2)$, $\dot{m}_{exhaust}$ = 1 kg/s

$1 \times (900 - 450) = \dot{m}_{steam}(3411.4 - 145)$, $\dot{m}_{steam}$ = 0.1377 kg/s

Efficiency of the combined cycle كفاءة الدورة المركبة

w_{net} (combined cycle) = 1 x w_{net} (Brayton cycle) + $\dot{m}_{steam}$ x w_{net} (Rankine cycle)

w_{net} (combined cycle) = 211.122 + 0.1377 x 1339.224 = 395 .533 kJ/kg

$\eta_{combined}$ = [w_{net} (combined cycle)]/q_{in} = 395 .533/ 800 = 0.494 = 49.4%

Comments **الملاحظات**

The efficiency of the combined steam-gas cycle is 49.3 %. This is higher the Rankine cycle which is 41%.

بلغت قيمة كفاءة دورة البخار والغاز المركبة 49.3٪, وهذه أعلى من كفاءة دورة رانكين المعلومة بنسبة 41 ٪.

Thus, combining vapour power plants with gas power plants improves the overall plant efficiency and saves some energy. The answer may change according to steam tables.

ولذلك, فإن الجمع بين محطات توليد الطاقة البخارية ومحطات توليد الطاقة الغازية يحسن كفاءة المحطة الإجمالية ويوفر بعض الطاقة. علماً انن النتيجة قد تتغير حسب جداول بخار الماء المستخدمة.

Review Questions and Problems

اسئلة المراجعة والمسائل

The results may change slightly according to steam tables used
قد تتغيرالنتائج قليلاً وذلك حسب جداول البخار المستخدمة في الحل

8.1 Describe a typical steam power plant.

8.1 اكتب وصفاً لمحطة الطاقة البخارية.

8.2 Discuss Rankine cycle and compare it to Carnot cycle.

8.2 ناقش دورة رانكين وقارنها بدورة كارنو.

8.3 Plot the T-s diagram for

8.3 ارسم مخطط (T-s) لدورة رانكين.

8.4 How does a steam power plant cycle differ from gas turbine power cycle?

8.4 كيف تختلف دورة محطة الطاقة البخارية عن دورة محطة طاقة التوربينات الغازية؟

8.5 Where does the maximum pressure and temperature occur in the Rankine cycle? Which component of Rankine cycle lowers the cycle efficiency?

8.5 أين يحدث أقصى ضغط واقصى درجة حرارة في دورة رانكين؟ أي مكون في دورة رانكين يقلل من كفاءة الدورة؟

8.6 Why is Rankine cycle considered ideal?

8.6 لماذا تُعد دورة رانكين دورة مثالية؟

8.7 Explain the difference between the efficiency of an ideal Rankine cycle and an actual cycle.

8.7 وضح الفرق بين كفاءة رانكين المثالية والكفاءة الفعلية.

8.8 If the rate of heat input to the boiler of a steam power plant operating on the Rankine cycle is 50 MJ/s, the power output of the turbine is 20 MW and the power supply to the pump is 50 kW, estimate the rate of heat rejection in the condenser.

8.8 إذا كان معدل تزويد المرجل بالحرارة في محطة توليد طاقة بخارية تشتغل على اساس دورة رانكين يساوي (50 MJ/s), وكان مقدار القدرة التي يولدها التوربين (20 MW), والقدرة اللازم تزويدها للمضخة (50 kW), احسب معدل سريان الحرارة التي يطرحها المكثف.

8.9 A steam power plant operates on the ideal Rankine cycle. The steam pressure at the inlet of the turbine is 4.0 MPa and the temperature is 450°C. If the pressure in the condenser is 100 kPa, calculate (a) the thermal efficiency of the cycle and (b) the specific steam consumption.

8.9 تشتغل محطة توليد طاقة بخارية معينة على اساس دورة رانكين المثالية, وقد كان ضغط البخار عند مدخل التوربين (4.0 MPa) ودرجة الحرارة (450°C). فإذا كان الضغط في المكثف يساوي (100 kPa), احسب (أ) الكفاءة الحرارية للدورة و (ب) الاستهلاك النوعي لبخار الماء.

8.10 Sketch the T-s diagram for a steam power plant operates between pressures of 12 kPa and 2 MPa and a maximum temperature of 400°C. Determine the Rankine efficiency of the cycle and compare it to the Carnot efficiency for the same plant. Show that the pump work can be neglected.

8.10 ارسم مخطط (T-s) لمحطة طاقة بخارية تشتغل بين الضغطين (12 kPa) و (2 MPa) وبدرجة حرارة قصوى مقدارها (400°C). احسب كفاءة رانكين للدورة وقارنها بكفاءة كارنو لنفس المحطة. أثبت امكانية إهمال مقدار الشغل اللازم تزويده للمضخة.

Ans. 1.46%, w_P = 0.02% الجواب

8.11 An ideal Rankine cycle operates between the pressure limit of 17.5 MPa and 30 kPa. Evaluate the temperature at the inlet of the turbine to keep the dryness fraction of the wet steam at 85%. Calculate the thermal efficiency of the cycle.

8.11 تعمل دورة رانكين المثالية بين الضغطين (17.5 MPa) و (30 kPa). اوجد درجة الحرارة في مدخل التوربين للحفاظ على نسبة الجفاف لبخارالماء الرطب عند (85%). احسب الكفاءة الحرارية للدورة.

Ans. 600°C, 38.96% الجواب

8.12 Calculate the thermal efficiency and determine the specific steam consumption for the Rankine cycle of problem 8.11. Neglect the pump work.

8.12 احسب الكفاءة الحرارية وحدد مقدار استهلاك البخار النوعي لدورة رانكين المذكورة في المسألة (8.11). اهمل شغل المضخة.

8.13 A power plant operates on the ideal Rankine cycle delivers 20 MW of net power. If the steam enters the turbine at 12 MPa and 500°C and leaves at 40 kPa, determine the flow rate of the steam.

8.13 تشتغل محطة لانتاج الطاقة على اساس دورة رانكين المثالية لتوليد (20 MW) من صافي القدرة . فاذا كان بخار الماء يدخل التوربين بضغط (12 MPa) ودرجة حرارة (500°C) ويخرج منه عند الضغط (40 kPa), احسب معدل جريان بخار الماء.

Ans. 17.603 kg/s الجواب

8.14 If the isentropic efficiency of the pump is 80% and the isentropic efficiency of the turbine is 84%, what will be the actual efficiency of the power plant mentioned in problem 8.13?

8.14 اذا علمت ان الكفاءة الايسنتروبية للمضخة 80٪ و الكفاءة الايسنتروبية للتوربين 84٪, فما هو مقدار الكفاءة الفعلية لمحطة الطاقة المذكورة في المسألة (8.13)؟

8.15 Steam enters the turbine of a steam power plant at 3.5 MPa and 450°C and condensed in at 75 kPa. If the temperature at the Inlet of

8.15 يدخل بخار الماء إلى توربين احدى محطات الطاقة البخارية بالضغط (3.5 MPa) ودرجة الحرارة (450°C) ويتم تكثيفه عند (75 kPa). إذا رُفعت درجة

the turbine is raised to 600°C, what will the percentage increase in the Rankine efficiency? Neglect the pump work.

الحرارة في مدخل التوربين الى (600°C), ما هي نسبة الزيادة المؤية بكفاءة رانكين؟ اهمل شغل المضخة.

8.16 Why is reheating in steam power plants recommended by engineers? How is the optimum pressure for reheating fixed?

8.16 لماذا ينصح المهندسون باستخدام إعادة التسخين في محطات توليد الطاقة البخارية؟ كيف يتم تثبيت الضغط الأمثل لإعادة التسخين؟

8.17 Discuss the reheat Rankine reheat cycle and sketch a typical power plant with the relevant T-s diagram.

8.17 ناقش دورة رانكين مع إعادة التسخين وارسم محطة طاقة نموذجية بالاضافة الى مخطط (T-s) ذي الصلة.

8.18 In a power plant, steam enters the H.P turbine at 12 MPa and 600°C and condensed at 10 kPa. If the quality of steam at the exit of the L.P turbine is limited to 92%, calculate the reheating pressure and the thermal efficiency of the reheat Rankine cycle.

8.18 يدخل البخار إلى توربين الضغط العالي في احدى محطات توليد الكهرباء عند ضغط (12 MPa) ودرجة حرارة (600°C) ويتكثف عند الضغط (10 kPa). فإذا كانت جودة بخار الماء الخارج من توربين الضغط المنخفض لا تتجاوز 92٪, احسب الضغط في انابيب إعادة التسخين والكفاءة الحرارية لدورة رانكين مع إعادة التسخين.

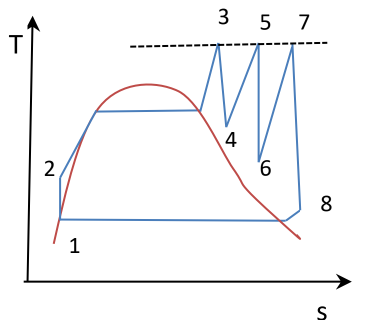
8.19 In a power plant, steam enters the H.P turbine at 15 MPa and 700°C and condensed at 12 kPa. If the reheat pressure and temperature are 4 MPa and 500°C respectively, find the thermal efficiency of the reheat-Rankine cycle. Ignore the pump work and consider the steam leaving the HP turbine as dry saturated.

8.19 يدخل بخار الماء إلى توربين الضغط العالي في محطة توليد طاقة معينة بضغط (15 MPa) ودرجة حرارة (700°C) ويتكثف عند الضغط (12 kPa), فإذا كانت درجة الحرارة والضغط لعملية إعادة التسخين (4 MPa) و (500°C) على التوالي, أوجد الكفاءة الحرارية لدورة رانكين مع اعادة التسخين. اهمل شغل المضخة واعتبر البخار الخارج من توربين الضغط العالي كبخار مشبع جاف.

Ans. 47.39% الجواب

8.20 Use the data provided on the T-s diagram for two stages of reheat to find the turbine work output.

8.20 اوجاد مقدار الشغل المستحصل من التوربين, استخدم المعلومات المثبتة في مخطط (T-s) لمرحلتين من اعادة التسخين.



Data المعلومات

P_3 = 8 MPa

$P_1 = P_8$ = 4 kPa

$T_3 = T_5 = T_7$ = 600°C

P_4 = I MPa

P_6 = 0.1 MPa

Schematic with Data رسم تخطيطي مع المعلومات

Hint: use entropy and pressure to find the enthalpies h_4, h_6 and h_8 from super-heated steam tables.

تلميح: استخدم قيم الانتروبي والضغط للحصول على مقادير الانثالبي (h_4, h_6, h_8) من جداول بخار الماء المحمص.

Ans. 2318.1 kJ/kg الجواب

8.21 Discuss the concept of regeneration in steam power plants.

8.21 ناقش مفهوم التجديد الحراري في محطات الطاقة البخارية.

8.22 Steam enters the turbine of a power plant at 20 MPa and 650°C and is condensed at 10 kPa. A fraction of the steam is extracted from the turbine at 1.4 MPa and fed to the regenerator where it is mixed with the water exiting the condenser. Calculate the efficiency of the regenerative Rankine cycle.

8.22 يدخل بخار الماء إلى التوربين في احدى محطات توليد الكهرباء عند الضغط (20 MPa) ودرجة الحرارة (650°C) ويتكثف عند الضغط (10 kPa). يُستخلص جزء من البخار من التوربين بضغط (1.4 MPa) ويُغذى الى معززالحرارة حيث يتم مزجه مع الماء الخارج من المكثف. احسب كفاءة دورة رانكين التجديدية.

8.23 The maximum pressure and temperature in a steam power plant are 6 MPa and 600°C respectively. A fraction of the steam is extracted from the turbine as dry saturated at 150°C and fed to an open feed water heater. If the pressure in the condenser is 3.2 kP, determine the regenerative cycle efficiency. Neglect the pump work.

8.23 اذا علمت ان الحد الأقصى للضغط ودرجة الحرارة في محطة توليد طاقة بخارية معينة هو (6 MPa) و (600°C) على التوالي. وكان جزء من البخار يستخلص من التوربين كبخار ماء مشبع جاف بدرجة الحرارة (150°C) ويُغذى الى معزز حراري على هيئة سخان مفتوح. فإذا كان الضغط في المكثف (3.2 kP), اوجد كفاءة دورة البخارالتجديدية. إهمل شغل المضخة.

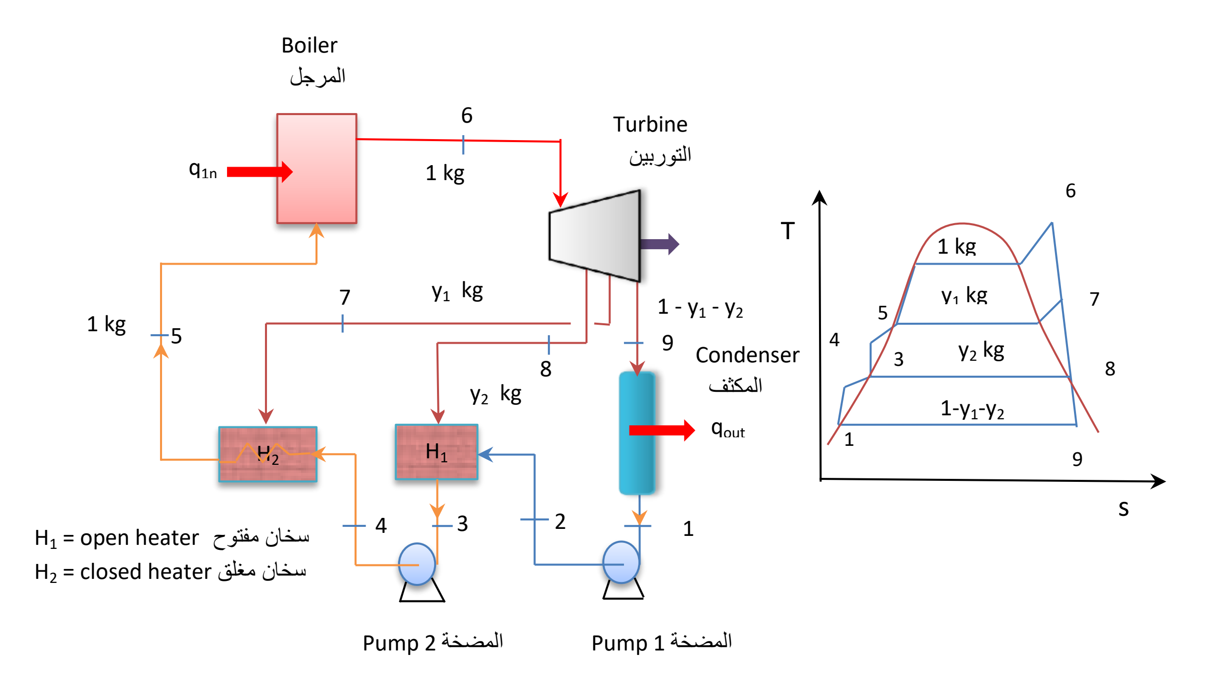
Ans. 45.51% الجواب

8.24 If the maximum pressure of the power plant in problem 8.23 is raised to 10 MPa and the condenser pressure to 5 kPa, calculate the efficiency and percentage of steam extracted from the turbine. Neglect the pump work.

8.24 إذا رُفع الضغط الأقصى لمحطة الطاقة في المسألة (8.23) إلى (10 MPa) والضغط في المكثف الى (5 kPa), احسب الكفاءة والنسبة المئوية للبخار المستخرج من التوربين. إهمل شغل المضخة.

8.25 The schematic and T-s diagram below shows a steam power plant that operates on the regenerative cycle is shown below. Derive an equation for the efficiency of the cycle.

8.25 يبين الرسم التخطيطي ومخطط (T-s) في ادناه محطة طاقة بخارية تشتغل بدورة التجديد الحراري. اشتق معادلة لحساب كفاءة الدورة.



Use the following information:

استخدم المعلومات التالية:

Heat balance on the open heater 1:

موازنة الطاقة للسخان المفتوح 1:

$$y_2 h_8 + (1-y_1-y_2) h_2 = (1-y_1) h_3$$

Energy balance on heater 2:

موازنة الطاقة للسخان المغلق 2:

$$y_1 h_7 + [y_2 + (1-y_1- y_2)] h_4 = 1 \times h_5$$

$$y_1 h_7 + [(1-y_1)] h_4 = 1 \times h_5$$

8.26 Steam is supplied to the turbine of a power plant at 3 MPa and 400°C; the steam is condensed at 10 kPa. The extraction pressures for two heaters (one open and one closed) are at 0.4 MPa and 80 kPa respectively. Calculate the efficiency of the regenerative cycle. Neglect the pump work and use the information and diagrams of problem 8.25.

8.26 يُجهز بخار الماء لتوربين محطة توليد كهرباء معينة عند الضغط (3 MPa) ودرجة الحرارة (400°C) ويتكثف عند (10 kPa). اذا كانت ضغوط استخلاص البخار لتغذية سخانين (أحدهما مفتوح والآخر مغلق) (0.4 MPa) و (80 kPa) على التوالي. احسب كفاءة الدورة التجديدية. إهمل شغل المضخة واعتمد المعلومات والرسومات الواردة في المسألة (8.25).

Ans. 44.77% الجواب

8.27 Search the Internet to write about boilers and turbines used in steam power stations.

8.27 استعين بالانترنت لاجراء بحث عن المراجل البخارية والتوربينات التي تستخدم في محطات الطاقة البخارية.

8.28 Discuss the steam regenerative cycle with reheat in detail. Derive an equation to evaluate the cycle thermal efficiency.

8.28 ناقش دورة بخار الماء التجديدية مع اعادة التسخين بالتفصيل. اشتق معادلة لحساب الكفاءة الحرارية لهذه الدورة.

8.29 Sketch a steam power plant (including T-s diagram) operating on a cogeneration cycle. Give typical examples and derive an equation for the efficiency.

8.29 ارسم مخطط لمحطة طاقة بخارية (بما في ذلك مخطط T-s) تشتغل على اساس دورة التوليد المشترك. أذكر أمثلة نموذجية واشتق معادلة للكفاءة.

8.30 A combined gas-steam power plant is fed with atmospheric air at 1 bar and 30°C. The maximum temperature of the gas cycle is 1100 K and the pressure ratio is 6. The gas leaves the heat exchanger at 1 bar and 60°C. The steam pressure inside the heat exchanger is 4 MPa and 400°C. The condenser pressure is 12 kPa and the power output from the steam turbine is 90 kW, based on a flow rate of exhaust gas of 1 kg/s. Calculate the steam flow rate and the thermal efficiency of the combined cycle. Neglect the pump work and assume the exhaust gas to be a perfect gas.

8.30 اذا كانت احدى محطات الطاقة المركبة للغاز وبخار الماء تُزود بالهواء الجوي عند ضغط (1 bar) ودرجة حرارة (30°C). وكان أقصى درجة حرارة في دورة الغاز هي (1100 K) ونسبة الضغط تساوي 6, وان الغاز يخرج من المبادل الحراري عند (1 bar) و (60°C). بينما كان ضغط البخار في المبادل الحراري (4 MPa) ودرجة حرارته (400°C). كما كان الضغط في المكثف (12 kPa) والقدرة المستحصة من توربين البخار (90 kW) استناداً الى كل (1 kg/s) من جريان غاز العادم. احسب معدل جريان بخار الماء والكفاءة الحرارية للدورة المركبة. إهمل الشغل المزود للمضخة وافترض أن غاز العادم غاز تام.

$C_{P\text{-}(gas)} = 1.004$ kJ/kgK, $\gamma = 1.4$

Ans. 0.312 kg/s, 55.15%

8.31 If the compressor and gas turbine isentropic efficiencies are 88% and 92% respectively, determine the thermal efficiency of the plant in problem 8.30.

8.31 إذا كانت الكفاءات الايسنتروبية للضاغط والتوربين الغازي 82٪ و 86٪ على التوالي, حدد مقدار الكفاءة الحرارية للمحطة في المسألة (8.30).

Chapter 9

الفصل التاسع

Refrigeration Cycles

دورات التثليج

Learning Objectives of Chapter 9

- Explain the difference between refrigeration and cooling
- Describe the reversed heat engine cycle
- Analyse the ideal vapour compression refrigeration cycle
- Define the actual refrigeration cycle and calculate the coefficient of performance
- Review of common refrigerants
- Evaluate the performance of multistage refrigeration
- Discuss absorption refrigeration
- Analyse gas refrigeration
- Introduce heat pumps

اهداف دراسة الفصل التاسع

- توضيح الفرق بين التثليج والتبريد
- وصف دورة المحرك الحراري المعكوس
- اجراء تحليلت دوة انضغاط البخار التثليجية المثالية
- تعريف دورة التثليج الفعلية وحساب معامل الاداء
- كتابة نبذة عن موائع التثليج الشائعة
- تقييم اداء التثليج متعدد المراحل
- شرح ومناقشة عملية التثليج بالامتصاص
- اجراء تحليلات للتثليج باستخدام الغاز
- كتابة نبذة تعريفية عن المضخات الحرارية

In this chapter, we discuss and analyse common refrigeration systems. The examined cycles include the refrigeration cycles, ideal vapour compression cycle, actual refrigeration cycle, multistage refrigeration and absorption refrigeration. The analyses focus on developing equations to evaluate the coefficient of performance for the various refrigeration cycles. In addition, a number of examples are solved to evaluate the performance of each cycle. We conclude the chapter by discussing the gas refrigeration cycle and an overview of heat pump performance.

نناقش في هذا الفصل منظومات التبريد الشائعة وتحليلاتها, حيث تشمل الدورات قيد الدراسة كل من دورة انضغاط البخار المثالية ودورة التثليج الفعلية وكذلك دورة التثليج متعدد المراحل ودورة التثليج بالامتصاص. تركز التحليلات على تطوير معادلات تقييم معامل الأداء لمختلف الدورات. كما ونعزز موضعات هذا الفصل بحل عدد من الأمثلة لتقييم أداء كل دورة. ونختم الفصل بمنقشة دورة التثليج باالغاز, وكذلك تقديم نبذة عن اداء المضخة الحرارية.

9.1 Refrigeration and Cooling

Cooling is the reduction of temperature as a result of heat removal from a substance. Obviously, the hot fluid cools down by losing heat to the cooler environment through natural convection, and heat is transferred from a hot solid body to a cooler one by conduction. The mentioned cooling processes belong to the field f heat transfer, which deals with the mechanism and analysis of heat transmissions. The cooling space or a room often requires the temperature to drop to a desired level. One of the cooling methods used in the past to cool food storage facilities was the melting of ice, or other phase change processes. However, nowadays the cooling of buildings and other large spaces is accomplished by **air conditioning** or **evaporative air cooling**.

The removal of heat from a relatively low temperature space to a higher temperature one is known as **Refrigeration**. Very low temperatures can be achieved by refrigeration. For example, the temperature inside the freezer of the domestic fridge may drop to -18^{o}C. The effective cooling in fridges and air conditioning units is achieved through a **refrigeration cycle** that employs a working fluid known as **refrigerant**. We discussed the heat engines and referred to the refrigeration cycle in chapter 5, and in this chapter, we deal with the refrigeration cycle in detail. We start our discussion with the reversed heat engine that operates on the reversed Carnot cycle.

9.2 Reversed Heat Engine

The reversible heat engine was discussed in chapter 5; it consists of two reversible isothermal processes and two isentropic processes. The engine operates on the totally reversible Carnot cycle. Reversing the work and heat direction give rise to a **reversed heat**.

9.1 التثليج والتبريد

التبريد هو تخفيض درجة حرارة المادة نتيجة إزالة الحرارة منها. وبطبيعة الحال, يبرد المائع الساخن عن طريق فقدان الحرارة إلى المحيط الأكثر برودة من خلال الحمل الحراري الطبيعي, بينما تنتقل الحرارة من جسم صلب ساخن إلى جسم بارد عن طريق التوصيل الحراري. وتنتمي عمليات التبريد المذكورة إلى مجال انتقال الحرارة الذي يتخصص بآلية وتحليل الحرارة المنتقلة نتيجة الاختلاف بدرجات الحرارة. وفي حياتنا العامة غالباً ما يستلزم تبريد مكان أو غرفة معينة لتخفيض درجة الحرارة الى المستوى المطلوب من التبريد . وقد كانت احدى الطرق المستخدمة في الماضي لتبريد مرافق تخزين الطعام هي اذابة الجليد او ماشابه ذلك من عمليات تغيير الطور الأخرى. اما في الآونة الأخيرة, فاصبح تبريد المباني والمساحات الكبيرة ألاخرى يُنجز عن طريق **تكييف الهواء** أو بواسطة **التبريد التبخيري**.

تُعرف عملية إزالة الحرارة من حيز معين ذي درجة حرارة منخفضة نسبيًا إلى حيز ذي درجة حرارة أعلى بإسم عملية **التثليج**. وبواسطة التثليج, يمكن التوصل الى درجات حرارة منخفضة جداً, فعلى سبيل المثال قد تنخفض درجة الحرارة داخل مجمدة الثلاجة إلى -18 درجة مئوية. يتحقق التبريد الفعال في الثلاجات ووحدات تكييف الهواء من خلال **دورة تثليج** معينة تستخدم مائع تشغيل يُعرف بإسم **سائل التثليج** او مائع التثليج. لقد ناقشنا المحركات الحرارية وأشرنا إلى دورة التثليج في الفصل الخامس, وفي هذا الفصل, نتناول الدورة بالتفصيل. سنبدأ نقاشنا في دراسة المحرك الحراري المعكوس الذي يشتغل على اساس دورة كارنو المعكوسة.

9.2 المحرك الحراري المعكوس

تطرقنا الى مناقشة المحرك الحراري الانعكاسي في الفصل الخامس, وهو يتألف من عمليتين ايسوثرميتين وعمليتين ايسنتروبيتين. يشتغل المحرك على اساس دورة كارنو الانعكاسية اي الدورة القابلة للانعكاس تمامًا. وبتغير اتجاه الحرارة والشغل الى الاتجاه المعاكس نحصل على **المحرك الحراري المعكوس**.

The reversed engine operates on a **reversed Carnot cycle**, thus it receives heat from a low temperature medium and rejects some of the heat to a high temperature medium, as shown in Fig 9.1.

يشتغل المحرك المعكوس اساس **دورة كارنو المعكوسة**, ولذلك فهو يستلم الحرارة من وسط معين درجة حرارته منخفضة, ويطرح جزء منها إلى وسط آخر درجة حرارته عالية, كما هو موضح في الشكل (9.1).

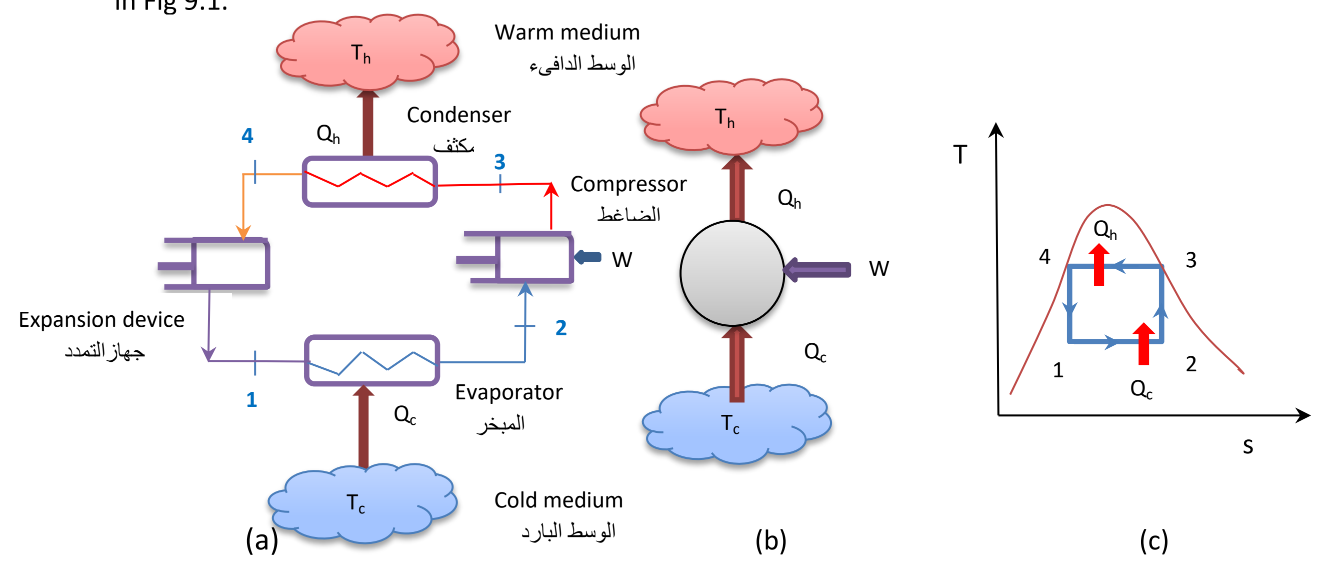


Figure 9.1 Reversed heat engine cycle & T-s diagram

الشكل 9.1 دورة المحرك الحراري المعكوس ومخطط (T-s)

It can be noted that the reversed cycle is actually similar to an ideal refrigeration cycle. A refrigerator that operates on the reverse Carnot cycle is called **Carnot refrigerator**. In Fig 9.1 (a) is a system that operates on the reversed Carnot cycle, (b) is the relevant reversed heat engine and (c) is the T-s diagram for the cycle. If a refrigerant is used as a working fluid, this system becomes a Carnot refrigerator. The four processes of the cycle start with the refrigerant being vapourised by absorbing heat Q_c from the cooler space at constant temperature T_c (process 1-2). The vapour is then compressed isentropically (process 2-3) and enters the condenser. In the condenser an amount of heat Q_h is rejected to the warmer space at constant temperature T_h (process 3-4). Finally, the liquid refrigerant is expanded isentropically through an expansion engine or a turbine to a lower pressure (process 4-1). The coefficient of performance for the plant is,

يمكن ملاحظة أن الدورة المكوسة هي في الواقع مماثة لدورة تثليج مثالية. وتسمى الثلاجة التي تشتغل على اساس دورة كارنو المعكوسة **ثلاجة كارنو**. يبين الشكل (Fig 9.1 (a)) منظومة تشتغل بدورة كارنو المعكوسة, ويظهر في الشكل (Fig 9.1 (b)) المحرك الحراري المعكوس لهذه الدورة, بينما يمثل (c) مخطط (T-s) للدورة. واذا استخدم احد سوائل التثليج كمائع للتشغيل, فإن هذه المنظومة تصبح ثلاجة كارنو. وتبدأ العمليات الاربع للدورة بعملية تبخير سائل التثليج عن طريق امتصاص كمية من حرارة مقدارها (Q_c) من الحيز البارد بدرجة حرارة ثابتة (T_c) (العملية 1-2). ثم يقوم الضاغط برفع ضغط البخار ايسنتروبياً (العملية 2-3). وفي المكثف, تُطرح كمية من الحرارة مقدارها (Q_c) إلى الحيز الأكثر دفئًا عند درجة حرارة ثابتة (T_h) (العملية 3-4). وأخيراً, يتمدد السائل ايسنتروبياً في جهاز تمدد أو من خلال توربين إلى ضغط منخفض (العملية 4-1). يمكن كتابة معامل الأداء لثلاجة كارنو كما يلي,

$$COP_R = \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}} = \frac{Q_c}{W} = \frac{Q_c}{Q_h - Q_c}$$

(حرارة التبريد مقسومة على الشغل المجهز)

In terms of temperature:

وبدلالة درجات الحرارة:

$$COP_{R.Carnot} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (9.1)$$

The Carnot cycle is the most efficient cycle, and therefore the Carnot refrigerator has the maximum value of coefficient of performance. The reversed Carnot cycle is difficult achieve in practice due to the irreversible loses in some of the equipment. However, the cycle is considered as a benchmark against which realistic refrigeration cycles can be compared.

تُعد دورة كارنو الأكثر كفاءة, وعليه تتمتع ثلاجة كارنو بأقصى قيمة لمعامل الأداء. ويصعب تحقيق دورة كارنو المعكوسة من الناحية العملية بسبب مفقودات الطاقة غير الانعكاسية في بعض المعدات, ومع ذلك تُتخذ الدورة كمعيار يستخدم للمقارنة مع دورات التثليج الفعلية.

9.3 Vapour Compression Refrigeration Cycle

9.3 دورة انضغاط البخار التثليجية

In refrigeration cycle, the expansion device is is replaced by an **expansion valve**, as shown in Fig 9.2. **Throttling** of the refrigerant before the evaporator helps vaporising the refrigerant completely before compression.

يُستبدل جهاز تمدد المائع في دورة التثليج الفعلية **بصمام تمدد** كما هو موضح في الشكل (9.2), حيث تساعد عملية تخفيض ضغط المائع عن طريق **خنق الجريان** قبل المبخر على تبخير سائل التثليج تماماً قبل الشروع بعملية الانضغاط.

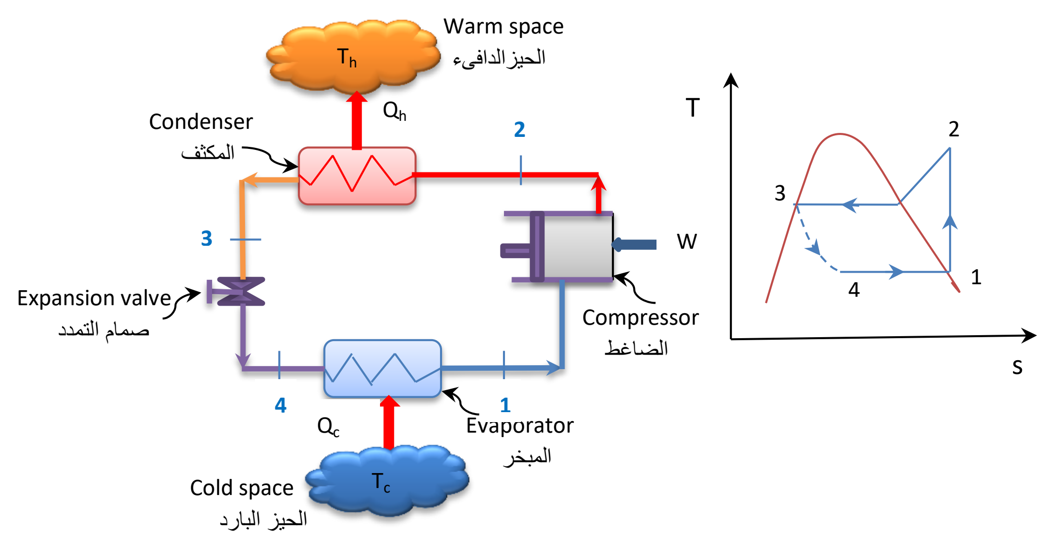


Figure 9.2 Vapour compression refrigeration cycle

الشكل 9.2 دورة انضغاط البخار التثليجية

The **vapour compression cycle** consists of four processes, they are:

1-2 Isentropic compression

Dry saturated vapour of the refrigerant is compressed at constant entropy (isentropically) and as a result, its temperature rises from T_1 to T_2. The refrigerant exits the compressor as superheated vapour.

2-3 Reversible constant pressure heat rejection

In the condenser heat (Q_h) is rejected to the space at (T_h), which is the warmer surroundings, and the condensed refrigerant leaves as saturated liquid at T_3.

3-4 Constant enthalpy throttling

The saturated liquid is throttled through the expansion or throttling valve and the pressure is lowered down to the evaporator value. The refrigerant temperature drops to T_4, a value below the temperature of the cold space.

4-1 Reversible constant pressure heat addition

In the evaporator, the low temperature refrigerant absorbs heat (Q_c) from the surrounding space. Consequently, the wet vapour is completely evaporated at constant temperature ($T_1 = T_4$), and the **refrigeration effect** reduces the cold space temperature even further. The cycle is repeated and the dry saturated vapour enters the compressor.

The vapour compression cycle is not completely reversible, because throttling is an irreversible process and it is represented by a dotted line on the T-s diagram of Fig 8.2. However, the cycle is considered as an **ideal vapour compression cycle** relative to actual cycles.

Analyses of vapour compression refrigeration cycles require obtaining enthalpy values at different pressures from relevant data sources.

تتألف **دورة انضغاط البخار التثليجية** من اربع عمليات وهي:

2-1 الانضغاط الايسنتروبي

يُضغط البخار المشبع الجاف لسائل التثليج بثبوت الانتروبي (اي ايسنتروبياً) ونتيجة لذلك, ترتفع درجة حرارته من (T_1) الى (T_2), فيخرج المائع من الضاغط كبخار محمص.

3-2 فقدان الحرارة الانعكاسي بثبوت الضغط

تُطرح الحرارة (Q_h) من المكثف الى الحيز عند (T_h), وهو المحيط الدافيء, فيتكثف البخار ويخرج مائع التثليج كسائل مشبع عند درجة الحرارة (T_3).

4-3 عملية خنق الجريان بثبوت الانثالبي

يتم خنق جريان السائل المشبع خلال مروره بصمام التمدد (او الصمام الخانق) فينخفض الضغط الى قيمة الضغط السائد في المبخر, كما تنخفض درجة حرارة مائع التثليج الى (T_4) وهي اقل من درجة حرارة الحيز البارد.

1-4 اكتساب الحرارة الانعكاسي بثبوت الضغط

في المبخر, يمتص سائل التبريد ذو درجة الحرارة المنخفضة كمية من الحرارة قدرها (Q_c) من حيز المحيط. ولذلك, يتبخر البخار الرطب تمامًا عند درجة حرارة ثابتة ($T_1 = T_4$), ويؤدي **تأثير التثليج** إلى خفض درجة حرارة االحيز البارد الى درجة اشد برودة. وهكذا تتكرر الدورة فيندفع البخار الجاف المشبع إلى الضاغط.

لا يمكن اعتبار دورة انضغاط البخار دورة قابلة للانعكاس تماماً, لأن عملية خنق جريان المائع هي عملية غير انعكاسية, ولهذا السبب تم تمثيلها بخط منقط على مخطط (T-s) في الشكل (8.2). ومع ذلك, تُعد الدورة بمثابة **دورة انضغاط بخار مثالية** مقارنة بالدورات الفعلية.

تتطلب التحليلات التي تخص دورات انضغاط البخار التثليجية الحصول على مقادير للانثالبي بضغوط مختلفة من مصادر البيانات ذات الصلة.

The enthalpy data are available in tables for the properties of common refrigerants. The P-h diagram, available in relevant sources, may also be used to conduct refrigeration analysis. A sample of the diagram is shown in Fig. 9.3.

وتتوفر معلومات عن قيم الانثالبي في جداول خواص سوائل التثليج الشائعة. كما يمكن استخدام مخطط (P-h) المتوفر في المصادر ذات الصلة لاجراء التحليلات لهذه الدورات. يوضح الشكل (9.3) نموذجاً لهذا المخطط.

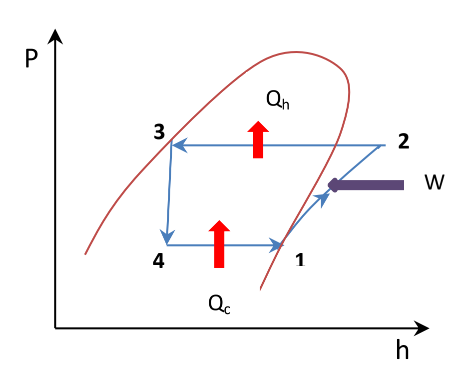


Figure 9.3 P-h diagram for vapour compression refrigeration cycle

الشكل 9.3 مخطط (P-h) لدورة انضغاط البخار التثليجية

9.3.1 Coefficient of performance

9.3.1 معامل الاداء

The **coefficient of performance** (COP_R) of the vapour compression cycle reflects the performance of a refrigerator operating on this cycle, and it is expressed as follows:

يعكس **معامل الاداء** (COP_R) لدورة انضغاط البخار اداء الثلاجة التي تشتغل على اساس هذه الدورة, ويكتب بالصيغة التالية:

$$COP_R = \frac{Q_c}{W} = \frac{q_c}{w} \qquad (9.2)$$

$$COP_R = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \qquad (9.3)$$

Note that, vapour compression refrigeration systems were used in factories for ice making in the nineteenth century. The ice machines were bulky and inefficient. Later on, in 1930 some improvements were made, and smaller reliable and more efficient ice making systems were developed. We will show how to calculate the performance coefficient in the next example.

لاحظ ان منظومات انضغاط البخار التثليجية كانت مستخدمة في معامل انتاج لثلج في القرن التاسع عشر, حيث كانت آلات التصنيع كبيرة الحجم ومنخفضة الكفاءة. وفي وقت لاحق, في عام 1930, تم إجراء بعض التحسينات لتطويرمنظومات أصغر حجماً وأكثر كفاءة لانتاج الثلج . سنبين طريقة حساب معامل الاداء في المثال القادم.

Example 9.1

المثال 9.1

A refrigerator uses R-134a as the working fluid and operates on an ideal vapour compression.

يّستخدم (R-134a) كمائع للتشغيل في احدى الثلاجات التي تعمل على اساس دورة انضغاط البخار المثالية.

cycle. The maximum and minimum pressures of the cycle are 0.16 MPa and 0.8 MPa respectively. If the mass flow rate of the refrigerant is 3.3 kg/min, determine (a) the rate of heat removal from the cooled space, (b) the power input to the compressor and (c) the coefficient of performance of the refrigerator.

Note that **rate** is quantity per unit time, whether it is energy or mass, it is divided by time.

وكان الحد الاقصى والحد الادنى للضغط في الدورة (0.16 MPa) و (0.8 MPa) على التوالي. فاذا علمت ان معدل جريان سائل التثليج (3.3 kg/min), اوجد (أ) معدل ازاحة الحرارة من الحيز المبرد و (ب) القدرة المزودة الى الضاغط و (ج) معامل اداء الثلاجة.

لاحظ ان **ألمعدل** يمثل الكمية لكل وحدة زمنية, سواء كانت طاقة او كتلة فهي تُقسم على الزمن.

Solution

الحل

Given **المعلوم**

$P_1 = 0.16$ MPa, $P_2 = 0.8$ MPa, $\dot{m} = 3.3$ kg/min = 0.055 kg/s

Find **اوجد**

$\ddot{Q}_C$, $W_{P\text{-}in}$, COP_R

Assumptions **الافتراضات**

- Steady flow operations
- Kinetic and potential energies are negligible

- عمليات الدورة عمليات جريان مستقر
- تهمل كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Analysis **التحليلات**

The values of the enthalpy are determined from the tables for refrigerant-134a.

نستخرج قيم الانثالبي من جدوال خواص سائل التثليج (134a).

The T-s diagram of Fig 9.2 indicates that the steam is dry saturated, thus, ($h_1 = h_g$).

يبين مخطط (T-s) في الشكل (9.2) بأن البخار هو بخار مشبع جاف, لذا ($h_1 = h_g$).

$h_1 = h_{g\text{-}}$ at 0.16 MPa = 237.97 kJ/kg , $s_1 = s_2 = s_g = 0.9322$ kJ/kgK

Note that the value of h_g depends on which tables are used.

لاحظ ان قيمة (h_g) تعتمد على اي جدول من جداول الخواص يستخدم في الحل.

$P_2 = 0.8$ MPa, and $s_2 = 0.9322$ kJ/kgK,

$h_2 = 272$ kJ/kg , h_2 found from super heat refrigerant tables by interpolation.

تم تقدير قيمة الانثالبي (h_2) بالاستيفاء الخطي من جدول مائع التثليج المحمص باستخدام الضغط والانتروبي.

$P_3 = P_2 = 0.8$ MPa , $h_3 = h_f$ at 0.8 MPa = 93.42 kJ/kg

$h_4 = h_3 = 93.42$ kJ/kg (Throttling at constant enthalpy عملية خنق الجريان تتم بثبوت الانثالبي)

Rate of heat removal ($\ddot{Q}_C$) = $\dot{m}$ x ($h_1 - h_4$) = 0.055 (237.97 – 93.42)

$\dot{Q}_c$ = <u>7.950 kW</u> (Heat extracted is the **refrigeration effect**) (هذا ما يسمى ايضاً **بتأثير التثليج**)

Power input = $W_{P\text{-}in} = \dot{m} \times (h_2 - h_1) = 0.055\,(272 - 237.97)$ = القدرة المجهزة

$W_{P\text{-}in}$ = <u>1.871 kW</u>

$$COP_R = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = 7.950/1.871 = \underline{4.249}$$

9.4 Actual Refrigeration Cycle

The **actual vapour-compression refrigeration** cycle takes into account the irreversbilities due to friction and heat losses. Consequently, compression is not isentropic, as shown on the T-s diagram in Fig 9.4 - process 1-2; the isentropic compression is represented by the line 1-2s. Obviously, the coefficient of performance of the actual cycle is lower than the ideal cycle. In this cycle, the saturated vapour of the refrigerant is further heated to exit the evaporator as superheated. This is to ensure that no liquid droplets are carried over into the compressor. The presence of moisture damages the compressor seals, and liquid slugging reduces the compressor efficiency. Additionally, in this cycle, the saturated liquid in the condenser continues to be cooled to point 3 on the (T-s) diagram, where the temperature drops below the saturation point. Thus, the liquid becomes sub-cooled to maintain proper throttling in the valve.

9.4 دورة التثليج الفعلية

تأخذ **دورة انضغاط البخار للتثليج الفعلية** في الحسبان اللا انعكاسيات التي تحدث بسبب الاحتكاك وفقدان الحرارة. ولهذا السبب, تُعد عملية الانضغاط عملية غير ايسنتروبية كما هو موضح في الشكل (9.4) - العملية (1-2), حيث تتبع عملية الانضغاط الايسنتروبية الخط (1-2s). ومن الواضح, إن قيمة معامل اداء الدورة الفعلية اقل من معامل اداء الدورة المثالية. يتعرض البخار المشبع لسائل التثليج في هذه الدورة الى المزيد من التسخين فيخرج من المبخركبخار محمص. ويُعد التسخين الاضافي ضمان لعدم انتقال قطرات من السائل إلى الضاغط, لان وجود القطرات قد يؤدي إلى إتلاف بعض اجزاء الضاغط, كما أن وجود فقاعات السائل يقلل من كفاءته. بالإضافة إلى ذلك, ففي هذه الدورة يستمر تبريد السائل المشبع في المكثف الى الى النقطة 3 على مخطط (T-s), حيث تنخفض درجة الحرارة الى دون درجة التشبع. ولهذا يخرج السائل اكثر برودة للحفاظ على انتظام عملية تخفيض الضغط في صمام خنق الجريان.

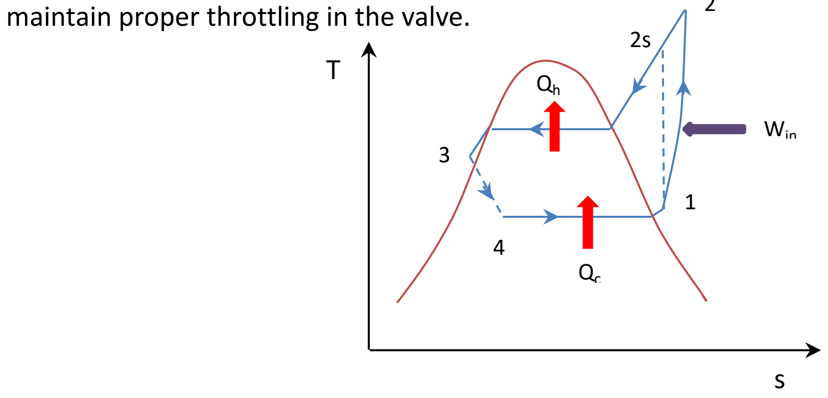


Figure 9.4 The T-s diagram for actual refrigeration cycle

الشكل 9.4 مخطط (T-s) لدورة التثليج الفعلية

Example 9.2

A vapour compression refrigeration unit produces 10 tonnes of refrigeration; the working fluid is refrigerant-134. The fluid enters the compressor as superheated vapour at 0.14 MPa and -10°C and leaves at 0.8 MPa and 60°C. The refrigerant exits the condenser at 30°C and 750 kPa. Calculate the mass flow rate of the refrigerant, the coefficient of performance of the refrigeration unit.

المثال 9.2

تنتج وحدة تثليج تعمل على اساس دورة انضغاط البخار (10 tonnes) من التثليج, حيث يُستخدم سائل التثليج-134 كمائع للتشغيل. يدخل المائع إلى الضاغط كبخار محمص بضغط (0.14 MPa) ودرجة حرارة تساوي (-10°C). ويخرج منه عند (0.8 MPa) و (60°C)؛ كما يخرج سائل التثليج من المكثف بدرجة الحرارة (30°C) وبالضغط (750 kPa). احسب معدل جريان المائع الكتلي ومعامل اداء وحدة التثليج.

1 tonne of refrigeration = 3.861 kW = 13,899 kJ/h.

1 ton = 1200 Btu/hr = 3.52 kW

Solution

الحل

Given

المعلوم

$P_1 = 0.14$ MPa, $T_1 = -10^\circ C$, $P_2 = 0.8$ MPa, $T_2 = 60^\circ C$, $T_3 = 30^\circ C$, $P_3 = 750$ kPa,
10 tonnes of refrigeration produced.

Find

اوجد

$$\dot{m}\ ,\ COP_R$$

Assumptions

- Steady flow operations
- Kinetic and potential energies are negligible
- Heat exchanges in connecting pipes and friction losses are negligible

الافتراضات

- تُعد العمليات كعمليات جريان مستقر
- تهمل كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة
- تهمل مفقودات الطاقة بسبب الاحتكاك في الانابيب التي تربط مكونات الدورة, وكذلك يهمل التبادل حراري بين الانابيب والمحيط

Analysis

We find the enthalpy values from refrigerant-134 property tables according to the T-s diagram shown in Fig 9.4.

التحليلات

نستخرج قيم الانثالبي من جداول خواص مائع التثليج- 134 حسب ما ورد في مخطط (T-s) المبين في الشكل (9.4).

$P_1 = 0.14$ MPa, $T_1 = -10^oC$, $h_1$from superheat tables = 243.4 kJ/kg

h_2 at 0.8 MPa and 60^oC = 294.98 kJ/kg

h_3 at 0.75 MPa nd $30^oC \cong h_f$ at 30^oC = 91.49 kJ/kg

$h_4 = h_3$ (throttling) = 91.49 kJ/kg

The refrigeration effect = $\ddot{Q}_C = \dot{m} \times Q_c = \dot{m}\,(h_1 - h_4)$ = تأثير التثليج

$\dot{m}$ = tonnes x 3.861 / Q_c =(10 x 3.861)/ $(h_1 - h_4)$

$\dot{m}$ = 10 x 3.861/(243.4 - 91.49) = 0.254 kg/s

$\ddot{Q}_C = \dot{m} \times Q_c = \dot{m}\,(h_1 - h_4) = 0.254\,(243.4 - 91.49) = 38.61$ kW

$W_{P\text{-}in} = \dot{m} \times (h_2 - h_1) = 0.254\,(294.98 - 243.4) = 13.1$ kW

$COP_{R\text{-}act} = \ddot{Q}_C / W_{P\text{-}in} = 2.947$

This is coefficient of performance for the actual refrigeration cycle.

هذه هي قيمة معامل الاداء لدورة التثليج الفعلية.

Exercise Solve the example for

تمرين كرر حل المثال حسب المعطيات التالية

$P_1 = 0.12$ MPa, $T_1 = -12^oC$, $P_2 = 0.85$ MPa, $T_2 = 60^oC$, $T_3 = 35^oC$, $P_3 = 700$ kPa, 12 tonnes of refrigeration produced.

Comments

الملاحظات

The compressor isentropic efficiency $\eta_{C\text{-}ise}$ is calculated by the following expression,

يمكن تقدير كفاءة الضاغط الايسنتروبية ($\eta_{C\text{-}eis}$) بواسطة المعادلة الآتية

$$\eta_{C\text{-}ise} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (9.4)$$

To find h_{2s}, we apply the isentropic relationship ($s_1 = s_2$). The **coefficient of ideal performance** with isentropic compression $COP_{R\text{-}ise}$ is expressed as follows,

وللتوصل الى قيمة الانثالبي (h_{2s}) نطبيق العلاقة الايسنتروبية ($s_1 = s_2$). تُعطى قيمة **معامل الاداء المثالي** بالانضغاط الايسنتروبي ($COP_{R\text{-}ise}$) من المعادلة,

$$COP_{R\text{-}ise} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2s} - h_1} \quad (9.5)$$

Obviously, the ideal performance is better than the actual.

وبطبيعة الحال يكون الاداء المثالي افضل من الاداء الفعلي.

Exercise

تمرين

Calculate the compressor efficiency and the ideal cycle coefficient of performance for isentropic compression cycle and compare to the actual performance in the above example.

احسب كفاءة الضاغط الايسنتروبية ومعامل الاداء المثالي لدوة تتضمن انضغاط ايسنتروبي في المثال اعلاه وقارنه مع الاداء الفعلي.

9.5 Common Refrigerants

The widely used refrigerants are the **chlorofluorocarbons** (CFCs). Ammonia and some other gases may also be used in certain refrigeration systems. A series of methane and ethane based refrigerants such as R-11, R-12, R-22, R-134 are the most widely used. The choice of the appropriate refrigerant depends on the size and type of the refrigeration equipment. For example, R-11 is used in water chillers of air-conditioning systems. R-12 is used in refrigerators, freezers and car air-conditioning systems, while R-22 is used in window-mounted air-condition units.

Note that, it was established in the seventies of the 20^{th} century that the use of flourochloro-compounds affects the ozone layer in the atmosphere. The depletion of the ozone layer allows more harmful-ultraviolet radiation to pass through to our living environment. Additionally, the CFCs seem to contribute to global warming. Consequently, the use of the above mentioned refrigerants is discouraged. However, R-134 is chlorine free refrigerant and has recently replaced R-12.

9.5 موائع التثليج الشائعة

تُعد **مركبات الكربون الكلوروفلورية** (CFCs) من اهم موائع التثليج المستخدمة على نطاق واسع. ويمكن أيضًا استخدام الأمونيا وبعض الغازات الأخرى في منظومات تثليج معينة. وتعد مجموعة السوائل المستندة في تركيبها على الميثان والإيثان مثل (R-11 و R-12 و R-22 و R- 134) الاكثر استخداماً في منظومات التثليج. يعتمد اختيار مائع او سائل التثليج المناسب على حجم ونوع اجهزة التثليج, فعلى سبيل المثال, يستخدم (R-11) في مبردات المياه التي تُعد جزءاً منظومات تكييف الهواء, بينما يستخدم (R-12) في الثلاجات والمجمدات وأجهزة تكييف السيارات, ويستخدم (R-22) في وحدات تكييف الهواء المنزلية المثبتة على النوافذ.

تجدر الاشارة الى انه ثُبِت في سبعينيات القرن العشرين أن استخدام مركبات الفلوروكلورية تؤثر على طبقة الأوزون في الغلاف الجوي. وان تناقص طبقة الأوزون يؤدي الى السماح بمرور المزيد من الأشعة فوق البنفسجية الضارة إلى البيئة المعيشية. بالإضافة إلى ذلك, يبدو أن مركبات (CFCs) تساهم في ظاهرة الاحتباس الحراري. وعليه, لا يُنصح باستخدام موائع التثليج المذكورة في أعلاه. مع ذلك فإن سائل التثليج (R-134) خالٍ من الكلور وقد حل مؤخرًا محل (R-12).

9.6 Multistage Refrigeration

The purpose of using multistage refrigeration is to achieve high refrigeration effect and hence very low temperatures. Ultra low temperatures, in the order of -40°C to -86°C, may be required to store biological samples including DNA and RNA. Thus, very low temperature freezers are manufactured for specialised industrial and medical applications.

There are two types of multistage refrigeration systems, the first one is known as a **cascade refrigeration system**. In this system, two vapour compression cycles with different refrigerants are connected by a common heat exchanger in the middle, as shown in Fig 9.5.

9.6 التثليج متعدد المراحل

ان الغرض من استخدام التثليج متعدد المراحل هو تحقيق تأثيرتثليج عالٍ, ومن ثم درجات حرارة منخفضة جداً. وقد تكون هناك حاجة لدرجات الحرارة المنخفضة للغاية, اي ما بين -40 درجة مئوية إلى -86 درجة مئوية لاغراض تخزين العينات البيولوجية, بما في ذلك الحمض النووي (DNA) والحمض النووي الريبي (RNA). ولهذا, تُصنع المجمدات التي تولد درجات حرارة منخفضة جداً لغرض التطبيقات الصناعية والطبية المتخصصة.

هناك نوعان من منظومات التثليج متعدد المراحل, حيث تُعرف منظومة النوع الاول بأسم **منظومة التثليج التعاقبي**. ففي هذه المنظومة يتم توصيل دورتين لانضغاط البخار من خلال مبادل حراري مشترك في المنتصف واستخدام مائعي تشغيل مختلفين , كما هو موضح في الشكل (9.5),

Note that, the common heat exchanger serves as an evaporator for one cycle and as a condenser for the other cycle.

لاحظ ان المبادل الحراري المشترك يعمل كمبخر في احدى الدورتين وكمكثف في الدورة الاخرى.

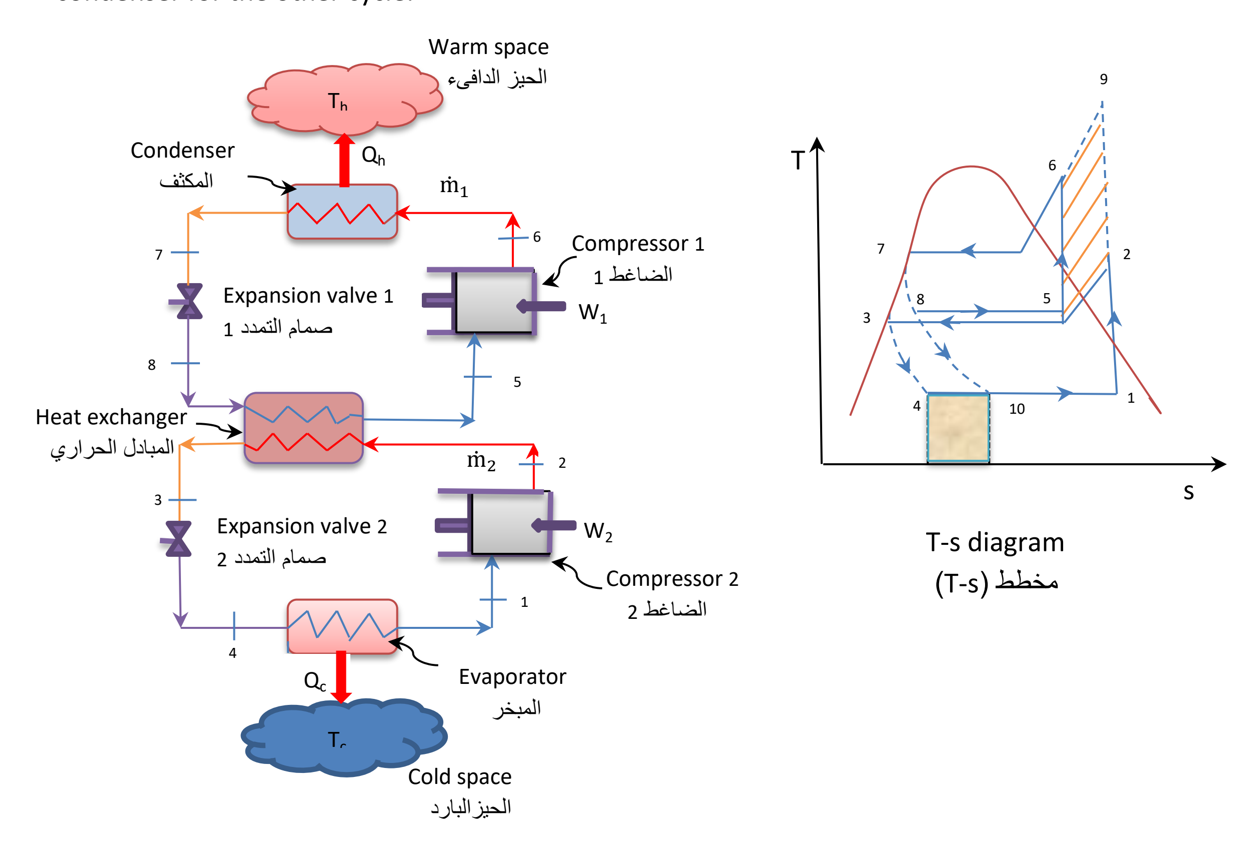


Figure 9.5 Two stage cascaded refrigeration system

الشكل (9.5) منظومة التثليج بمرحلتين تعاقبيتين

As a result of cascading the two cycles, the compressor work decreases by the hatched area, and the refrigeration effect increases by the shaded area; this is evident on the T-s diagram. Note that if one compressor is employed, the refrigeration cycle on the T-s diagram would be 1-9-7-10-1. Clearly, this cycle produces less refrigeration effect, and requires more power for compression of the refrigerant. Accordingly, we conclude that a two stage refrigeration unit has a higher coefficient of performance than the single stage.

ونتيجة لحدوث دورتين متعاقبتين, يقل مقدار الشغل المبذول في الضاغط بقدر المساحة المخططة, وفي نفس الوقت يزداد تأثير التثليج بقدر المساحة المظللة, كما يظهر في مخطط (T-s). وتجدرالملاحظة على أنه في حالة استخدام ضاغط واحد فإن دورة التثليج في مخطط (T-s) ستكون (1-9-7-10-1). ومن الواضح أن لهذه الدورة تأثيرتثليج أقل وتتطلب مزيدًا من الطاقة لعملية انضغاط مائع التثليج. وعليه, نستنتج بأن وحدة التبريد ذات المرحلتين تتمتع بمعامل اداء أعلى من معامل اداء المرحلة الواحدة.

The coefficient $COP_{cascade}$ is expressed as

تُكتب معادلة تقييم معامل الاداء ($COP_{cascade}$) بالصيغة

$$COP_{cascade} = \frac{Q_c}{W_{total}} \quad (9.6)$$

$$Q_c = \dot{m}_2(h_1 - h_4) \quad (9.7)$$

$$W_{total} = W_1 + W_2 = \dot{m}_1(h_6 - h_5) + \dot{m}_2(h_2 - h_1) \quad (9.8)$$

$$COP_{cascade} = \frac{\dot{m}_2(h_1 - h_4)}{\dot{m}_1(h_6 - h_5) + \dot{m}_2(h_2 - h_1)} \quad (9.9)$$

If kinetic energy and potential energies in the heat exchanger are neglected, the energy balances is,

وفي حالة إهمال الطاقة الحركية والطاقة الكامنة في المبادل الحراري, تكون موازنة الطاقة,

$$\dot{m}_1(h_5 - h_8) = \dot{m}_2(h_2 - h_3) \quad (9.10)$$

The flow rate ratio $\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2}$ can be determined from equation 9.10.

نستطيع تحديد قيمة نسبة معدل الجريان $(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2})$ بتطبيق المعادلة (9.10).

The second type consists of two stages using the same refrigerant and connected through a **flash-mixing chamber** as shown in Fig 9.6. The liquid refrigerant leaving the condenser expands through expansion valve 1 and enters the flash vessel, which is at the same pressure as the pressure between the two compressors at state 9. The superheated vapour leaving compressor 2 gets mixed with some of the saturated vapour exiting the mixing chamber, and the mixture at state 3 is fed to compressor No. 1. The remaining saturated liquid in the vessel is throttled through expansion valve 2 into the evaporator. The combination of two or more cycles with the same refrigerant is known as **multistage refrigeration**.

اما النوع الثاني فهو يتألف من مرحلتين متصلتين من خلال **وعاء خلط للتبخر الفجائي** باستخدام نفس سائل التثليج كما هو موضح في الشكل (9.6). اذ يتمدد سائل التثليج الذي يخرج من المكثف خلال صمام التمدد 1, ثم يدخل وعاء التبخر الفجائي بضغط مساوٍ لضغط الحالة 9, اي الضغط ما بين الضاغطين. وبعد ذلك يختلط البخارالمحمص الخارج من الضاغط 2 مع بعض البخار المشبع القادم من وعاء الخلط فيدخل الخليط إلى الضاغط 1 عند الحالة 3. يتمدد السائل المشبع المتبقي في الوعاء من خلال صمام التمدد 2 لينديفع إلى المبخر. ويُسمى الجمع بين دورتين او اكثر مع استخدام نفس مائع التثليج **التثليج متعدد المراحل**.

Intercooling may be employed to reduce the work required for compression and improve the coefficient of performance. The two stage compression of a gas with intercooling was covered in section 7.10 of chapter 7.

يمكن استخدام التبريد بين المراحل لتقليل مقدار الشغل اللازم لعملية الانضغاط وكذلك لتحسين معامل الأداء. وقد تطرقنا الى تأثيرالتبريد البيني في الفقرة (7.10) من الفصل السابع.

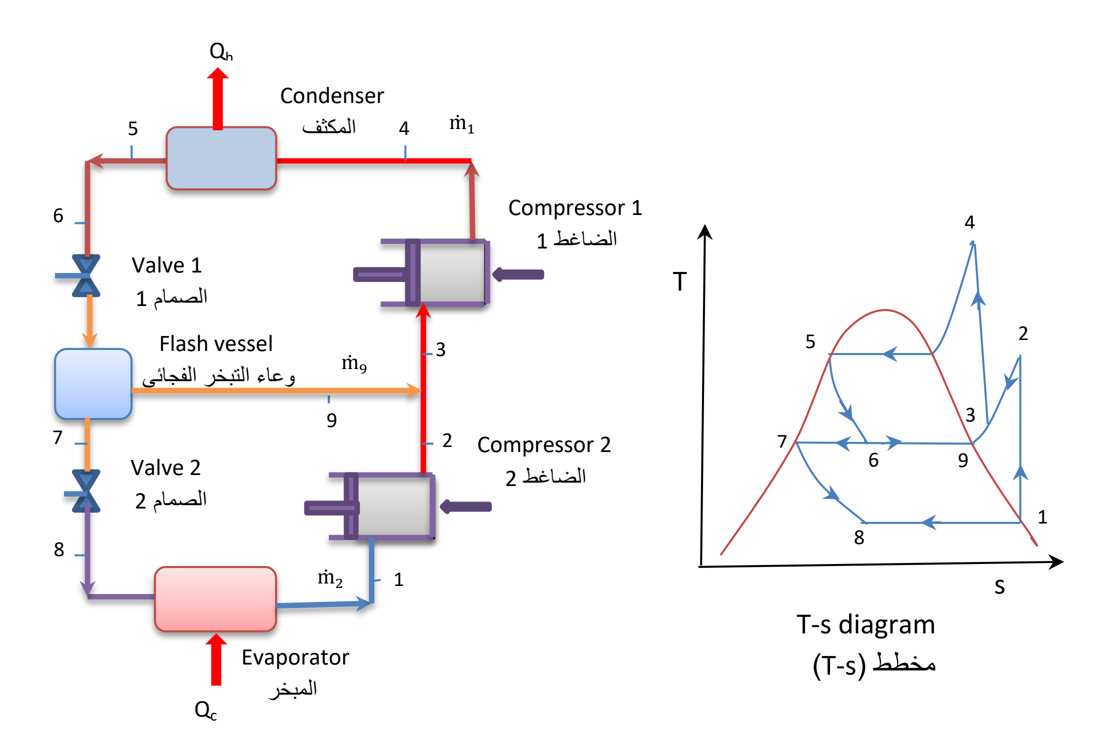


Figure 9.6 Two stage refrigeration system with a flash vessel

الشكل 9.6 منظومة التثليج بمرحلتين بوعاء للتبخر الفجائي

We will now conduct energy balance on the flash vessel, and develop an expression for the coefficient of performance of two stage compression refrigeration system.

سنجري الآن موازنة الطاقة على وعاء التبخر الفجائي, ونشتق معادلة لحساب معامل أداء منظومة انضغاط البخار للتثليج بمرحلتين.

$$\dot{m}_1 h_6 = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_2 h_7$$

$$\dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_1 h_3 - \dot{m}_2 h_2$$

Substitution yields:

وبالتعويض نحصل على:

$$\dot{m}_1 h_6 = (\dot{m}_1 h_3 - \dot{m}_2 h_2) + \dot{m}_2 h_7$$

$$\dot{m}_1 h_6 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_2 h_7 + \dot{m}_1 h_3 \qquad (9.11)$$

The flow rate ratio is,

نسبة معدل الجريان هي,

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} \qquad (9.12)$$

Coefficient of performance: معامل الاداء للمنظومة:

$$COP_{multistage} = \frac{\dot{m}_2 (h_1 - h_8)}{\dot{m}_1 (h_4 - h_9) + \dot{m}_2 (h_2 - h_1)} \quad (9.13)$$

In practical applications, temperatures below -60°C can be achieved using three or four stages of the multi-stage refrigeration process.

وفي الواقع العملي, يمكن تحقيق درجات حرارة أقل من (-60°C) عملياً باستخدام ثلاث أو أربع مراحل من عملية التثليج متعدد المراحل.

Example 9.3

المثال 9.3

A two stage cascade refrigeration system operates between a minimum pressure of 0.7 MPa and maximum pressure of 0.12 MPa. The two ideal refrigeration cycles are connected through an insulated-counter flow heat exchanger. Both cycles use refrigerant R-134a as the working fluid. If the flow rate of the refrigerant through the upper cycle is 0.05 kg/s, determine the flow rate through the lower cycle and calculate the coefficient of performance of the cascaded system. Take the following values of the enthalpies in kJ/kg based on Fig. 9.5:

تشتغل منظومة ثليج تعاقبية بمرحلتين بين ضغط أدنى قدره (0.7 MPa) وضغط اقصى يساوي (0.12 MPa). ويتم توصيل دورتي التثليج المثاليتين من خلال مبادل حراري متعاكس الجريان ومعزول حرارياً. يُستخدم في كلتا الدورتين مائع التثليج (R-134a) كمائع شغال. فإذا كان معدل جريان سائل التثليج في الدورة العليا (0.05 kg/s), حدد قيمة معدل جريانه في الدورة السفلية ثم احسب معامل أداء منظومة التثليج التعاقبية. اتخذ القيم التالية للانثالبي بوحدات (kJ/kg) مستنداً الى الحالات المبينة في الشكل (9.5):

$$h_2 = 256, h_3 = 55, h_4 \approx 55, h_5 = 251, h_6 = 271, h_8 = 95$$

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$P_6 = P_7 = 0.7 \text{ MPa}, P_1 = P_4 = 0.12 \text{ MPa}, \dot{m}_1 = 0.05 \text{ kg/s}$$

$$h_2 = 256, h_3 = 55, h_4 = 55, h_5 = 251, h_6 = 271 \text{ all in kJ/kg}$$

Find

اوجد

$$\dot{m}_2, COP_{cascade}$$

Assumptions

- Steady flow operations
- Kinetic and potential energies are negligible
- Heat exchange between the heat exchanger and surroundings is negligible

الافتراضات

- تُعد عمليات الدورة عمليات جريان مستقر
- تهمل كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة
- يهمل التبادل الحراري بين المبادل الحراري والمحيط

Analysis

التحليلات

We find the enthalpies h_1 and h_7 from the property tables for refrigerant-134a,

نستخرج قيم الانثالبي (h_1 و h_7) من جداول خواص سائل التثليج-(134a)

$$h_1 = h_g \text{ at } 0.12 \text{ MPa} = 233.86 \text{ kJ/kg}$$

$$h_7 = h_8 = h_f \text{ at } 0.7 \text{ MPa} = 86.78 \text{ kJ/kg}$$

We apply the energy balance relation to heat exchanger to determine the flow rate $\dot{m}_2$,

نطبق معادلة موزانة الطاقة على المبادل الحراري لتحديد قيمة معدل الجريان ($\dot{m}_2$),

$$\dot{m}_1(h_5 - h_8) = \dot{m}_2(h_2 - h_3) \qquad \text{(Eqn. 9.10)}$$

$$0.05\ (251 - 86.78) = \dot{m}_2\ (256 - 55)$$

$$\dot{m}_2 = \underline{0.0408 \text{ kg/s}}$$

The coefficient of performance is calculated by equation 9.9,

نحسب معامل الاداء باستخدام المعادلة (9.9),

$$COP_{cascade} = \frac{\dot{m}_2(h_1 - h_4)}{\dot{m}_1(h_6 - h_5) + \dot{m}_2\ (h_2 - h_1)} \qquad \text{(Eqn. 9.9)}$$

$$COP_{cascade} = \frac{0.0408\ (233.86 - 55)}{0.05\ (271 - 251) + 0.0408\ (256 - 233.86)} = \underline{3.833}$$

The answer depends on the tables used.

يعتمد الجواب على نسخة الجداول المستخدمة في الحل.

Comments

- If the problem is solved for a single stage, the value of coefficient of performance will be less.
- Note that the cascade system allows the employment of two different refrigerants; in this example, the same fluid is used.

الملاحظات

- تكون قيمة معامل الأداء اقل, اذا اعتمدت مرحلة واحدة في حل المسألة.
- لاحظ أن نظام التعاقب يسمح باستخدام نوعين مختلفين من سائل التثليج, ولكن في هذا المثال تم استخدام نفس المائع.

Example 9.4

Repeat the calculations for example 9.3 with a two stage refrigeration system having a common flash mixing chamber.
Enthalpies based on Fig 9.6 in kJ/kg:

المثال 9.4

كرر حسابات المثال (9.3) مستخدماً منظومة تثليج بمرحلتين تشتمل على وعاء خلط للتبخر الفجائي.

قيم الانثالبي على أساس الشكل (9.6) بالوحدات (kJ/kg):

$$h_2 = 256,\ h_3 = 251,\ h_4 = 274,\ h_7 = 55,\ h_8 \approx 55,\ h_9 = 255,\ \dot{m}_1 = 0.05\text{kg/s}$$

Given

The above information

المعلوم

المعلومات المدونة في اعلاه

Find

اوجد

$$\dot{m}_2,\ COP_{multistage}$$

Analysis

We find the enthalpies h_1 and h_5 from the property tables for refrigerant R-134a,

التحليلات

نستخرج قيم الانثالبي (h_1) و (h_5) من جداول خواص مائع التثليج (R-134a)

$$h_1 = h_g \text{ at } 0.12 \text{ MPa} = 233.86 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = h_6 = h_f \text{ at } 0.7 \text{ MPa} = 86.78 \text{ kJ/kg}$$

We apply the energy balance relation to the flash vessel to determine flow rate $\dot{m}_2$,

نطبق معادلة موزانة الطاقة على وعاء التبخر الفجائي لتحديد قيمة معدل الجريان ($\dot{m}_2$),

$$\dot{m}_1 h_6 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_2 h_7 + \dot{m}_1 h_3 \quad \text{(Eqn. 9.11)}$$

$$\dot{m}_1 (h_3 - h_6) = \dot{m}_2 (h_2 - h_7)$$

$$0.05\ (251 - 86.78) = \dot{m}_2\ (256 - 55)$$

$$\dot{m}_2 = \underline{0.0408\ kg/s}$$

We determine the coefficient of performance from equation 9.13,

نحسب قيمة معامل الاداء من المعادلة (9.13),

$$COP_{multistage} = \frac{\dot{m}_2\ (h_1 - h_8)}{\dot{m}_1 (h_4 - h_9) + \dot{m}_2\ (h_2 - h_1)} \quad \text{(Eqn. 9.13)}$$

$$COP_{multistage} = \frac{0.0408\ \ (233.86 - 55)}{0.05\ (274 - 255) + 0.0408\ (256 - 233.86)}$$

$$COP_{multistage} = \underline{3.938}$$

Comments

Note that the coefficient of performance for the two stage system increased slightly relative to the cascade system. However the cost of two stage cascade system with a heat exchanger is higher than the two stage system with a flash vessel.

الملاحظات

لاحظ أن معامل الأداء لمنظومة ذات المرحلتين زاد قليلاً نسبة الى منظومة التثليج التعاقبية. ولكن تكلفة المنظومة التعاقبية ذات المرحلتين مع مبادل حراري تكون اعلى من تكلفة المنظومة ذات المرحلتين مع وعاء تبخر فجائي.

9.7 Absorption Refrigeration

The vapour compression refrigeration system consumes a relatively large amount of power in the compressor. To reduce the power consumption, the compressor can be replaced by a liquid-liquid **absorption tower**. The resulting **absorption refrigeration** system requires less power. In addition, the energy input for absorption can be obtained from industrial waste heat or solar energy. In this system, cooling and hence refrigeration, occurs in the cold compartment as a result of the evaporation of the refrigerant in a similar manner to the vapour compression system.

9.7 التثليج بالامتصاص

تستهلك منظومات انضغاط البخار للتثليج كميات كبيرة نسبياً من الطاقة لتشغيل الضاغط. ولتقليل استهلاك الطاقة, يمكن إستبدال الضاغط **ببرج امتصاص** لسائل معين بواسطة سائل آخر. وهكذا, نحصل على مايعرف بمنظومة **التثليج بالامتصاص** التي تستهلك اقل قدر من الطاقة. بالاضافة الى ذلك, يمكن توفير الطاقة الحرارية اللازمة لانجاز عملية الامتصاص من كميات الحرارة المهدرة قي المصانع او من الطاقة الشمسية.

يحدث التبريد, وبالتالي التثليج, في هذه المنظومات نتيجة تبخر سائل التثليج في الحيز البارد بطريقة مشابهة لمنظومة انضغاط البخار.

The ammonia-water absorption system is widely used for industrial cooling purposes. Ammonia serves as the refrigerant and water acts as the **carrier medium** in the cycle. A typical system is depicted inFig 9.7.

تُستخدم منظومة امتصاص الامونيا بالماء كثيراً لاغراض التبريد في العمليات الصناعية. وتعمل الأمونيا في دورة المنظومة كمائع للتثليج, بينما يؤدي الماء دور **الوسيط الناقل** للامونيا.
يبين الشكل (9.7) رسماً تخطيطياً لنموذج من لهذه منظومة.

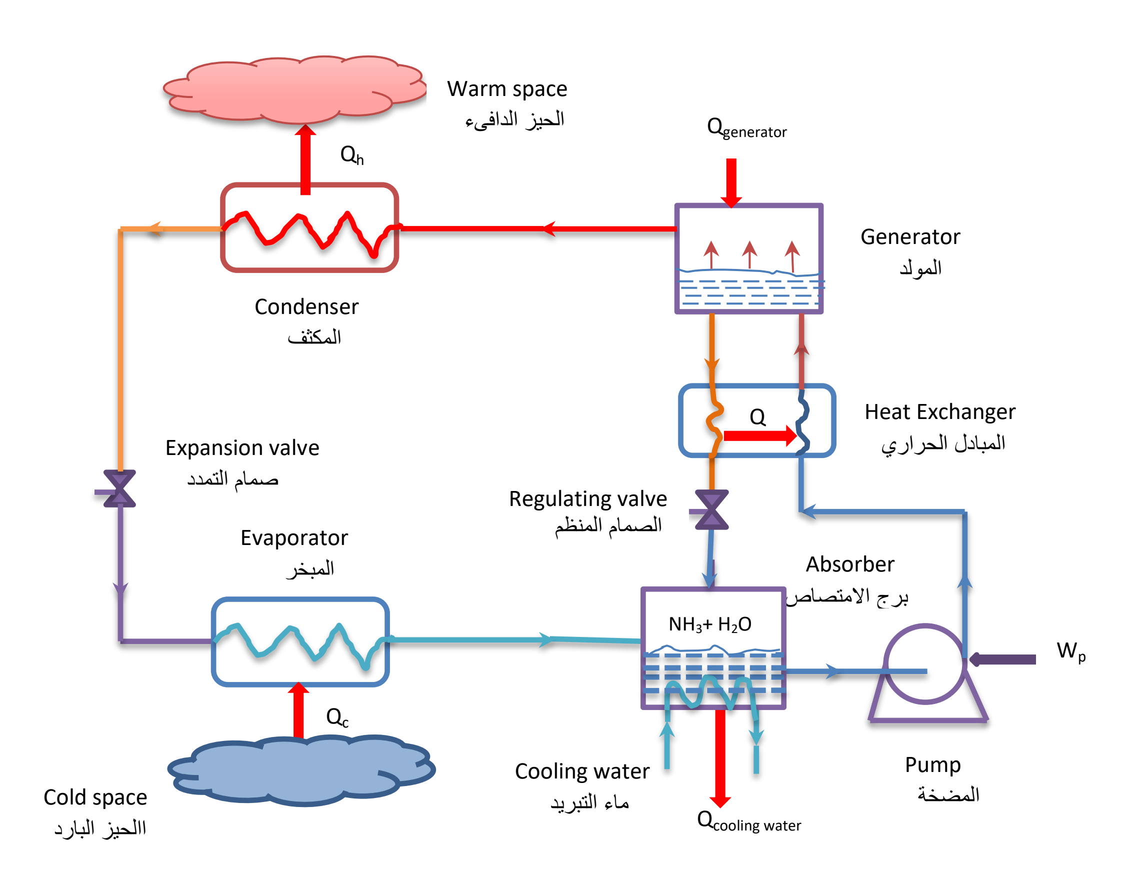


Figure 9.7 Ammonia-Water absorption refrigeration system
الشكل9.7 منظومة تثليج تعمل بامتصاص الامونيا بواسطة الماء

In Fig 9.6, the absorption unit consists of absorber, pump, heat exchanger and **ammonia generator**. Let us describe the cycle starting with the saturated ammonia vapour leaving the evaporator at a relatively low pressure. The vapour enters the absorber and ammonia is absorbed by the carrier or weak solution. As the absorption of ammonia by water is exothermic, cooling water circuit is used to enhance the absorption process. The heat rejected by the absorber is denoted $Q_{cooling\ water}$.

يتضح في الشكل (9.6) وحدة الامتصاص التي تتكون من برج امتصاص ومضخة ومبادل حراري بالاضافة الى **جهاز مولد الامونيا**. لنبدأ وصف دورة التثليج الامتصاصية بخروج بخار الأمونيا المشبع من المبخر بضغط منخفض نسبيًا. ثم دخول البخار الى برج الامتصاص فيحدث امتصاص الأمونيا بواسطة الوسيط الناقل أو المحلول المخفف. ونظرًا لأن امتصاص الأمونيا بواسطة الماء يولد حرارة, تستخدم مجموعة من انابيب ماء التبريد في البرج لتعزيز عملية الامتصاص. دعونا نعبرعن كمية الحرارة المفقودة من جهاز الامتصاص بالرمز ($Q_{cooling\ water}$).

The ammonia-rich solution leaving the tower is then pumped to the generator through a **counter-flow heat exchanger**. The heat exchanger serves to recover heat Q from the stream of the weak carrier solution recycled from the generator to the absorber. The carrier solution is passed through a regulating valve to reduce the pressure to the prevailing pressure inside the absorber, and in the absorption tower, the solution gets recharged with ammonia. In the generator, the ammonia is evaporated from the concentrated solution by the heat $Q_{generator}$ supplied from the external heat source. The vapour is separated from the solution and heads to the condenser where an amount equivalent to the **latent heat of condensation** Q_h is rejected. The liquid refrigerant is then passed through an expansion valve to reduce its pressure and temperature before entering the evaporator. In the evaporator, an amount of heat Q_c, equivalent to the latent heat of vaporization of ammonia, is transferred from the cold space which leads to a further drop in temperature. The cycle is completed by sending saturated ammonia vapor from the evaporator to the absorber. Note that it is possible to reduce the temperatures below 0°C by the ammonia-water absorption system.

وبعد خروج المحلول من برج الامتصاص,يُضخ المحلول المحمل بالأمونيا إلى المولد من خلال **المبادل الحراري ذو الجريان المتعاكس**. يعمل المبادل الحراري على استعادة كمية من الحرارة (Q) من مجرى المحلول الناقل المخفف القادم من المولد والمتجه إلى برج الامتصاص. ويمر المحلول الناقل المخفف عبر صمام التنظيم لتخفيض ضغطه الى الضغط السائد في برج الامتصاص. وفي المولد, تتبخرالأمونيا من المحلول المركز نتيجة تزويده بالحرارة ($Q_{generator}$) من مصدر الحرارة الخارجي. وبعد فصل البخار عن المحلول, يدخل البخار الى المكثف ليتحول الى سائل, حيث تُطرح كمية من الحرارة (Q_h) تكافيء **الحرارة الكامنة للتكثيف**. وبعد ذلك يُمرور سائل التثليج المتكثف عبر صمام التمدد لتُخفيض ضغطه ودرجة حرارته قبل الدخول الى المبخر. وفي المبخر, يتم سحب كمية من الحرارة (Q_c) من الحيز البارد تعادل الحرارة الكامنة لتبخرالامونيا مما يؤدي الى مزيد من الانخفاض بدرجة حرارة الحيز. تكتمل الدورة بدفع بخار الأمونيا المشبع من المبخر إلى جهاز الامتصاص. وتجدر الاشارة هنا الى امكانية تحقيق درجات حرارة أقل من الصفر المئوي بواسطة منظومة التثليج الامتصاصية للامونيا والماء.

Water-lithium bromide is another popular absorption system. However, it is not possible to achieve cooling to temperatures below the refrigerant freezing point which is 0°C.

هناك ايضاً منظومة تثليج أخرى تعمل بامتصاص الماء بواسطة بروميد الليثيوم, وهي منظومة امتصاص شائعة الاستعمال, ولكن لايمكن تحقيق التبريد بها الى درجات حرارة اقل من درجة حرارة تجمد سائل التثليج, اي درجة تجمد الماء التي تساوي الصفر المؤي.

Absorption refrigeration requires less energy to operate the pump than the compressor in a compression system. However, heat is required to generate the refrigerant from the rich solution. Additionally, the system is less efficient, more expensive and requires more space to build. However, absorption systems may be useful to install in remote areas where solar energy is abundant. Absorption units may also be installed in industrial sites that generate

يتطلب تشغيل المضخة في منظومة التبريد بالامتصاص طاقة اقل من تشغيل الضاغط في منظومة انضغاط البخار. وبالمقابل يستوجب تزويد المولد كمية من الحرارة لاستعادة سائل التثليج من المحلول المركز. هذا بالاضافة الى ان المنظومة اقل كفاءة وأكثر تكلفة وتتطلب مساحة أكبر لنصب المعدات. مع ذلك, قد تكون منظومات الامتصاص مفيدة في المناطق النائية حيث تتوفر الطاقة الشمسية بوفرة, كما يمكن أيضًا تركيب وحدات امتصاصية في المواقع الصناعية حيث

waste energy such as steam power plants. The coefficient of performance of the refrigeration cycle is determined by dividing the desired cooling output by the required total energy input

يوجد هدر كبير في الطاقة الحرارية, مثل محطات الطاقة البخارية.
يُحسب معامل أداء دورة التثليج الامتصاصية عن طريق قسمة كمية حرارة التبريد المطلوب تحقيقها على مجمل الطاقة المبذولة.

$$COP_{absorption} = \frac{Q_c}{Q_{generator} + W_p} \quad (9.14)$$

The pump work W_p is small and can be ignored, and the maximum coefficient of performance can be determined by assuming the cycle is totally reversible

يمكن اهمال الشغل المبذول على المضخة (W_p) لضآلة مقداره, ويمكن تحديد أقصى قيمة لمعامل الأداء بافتراض أن الدورة قابلة للانعكاس تماماً.

9.8 Gas Refrigeration Systems

9.8 منظومات التثليج الغازية

Gas refrigeration systems operate on reversed gas power cycles. For example, the Stirling refrigerator operates on the reversed Stirling cycle. The reversed Brayton cycle is actually known as the **gas refrigeration cycle**. The system of this cycle consists of a compressor, a turbine and two heat exchanges as shown in Fig 8.7.

تعمل منظومات التثليج الغازية على اساس دورات طاقة الغاز المعكوسة. على سبيل المثال, تعمل ثلاجة ستيرلنغ بدورة ستيرلنغ المعكوسة الاتجاه. وفي واقع الحال, يُطلق على دورة برايتون المعكوسة مصطلح **دورة التثليج الغازية**. تتكون منظومة هذه الدورة من ضاغط وتوربين بالاضافة الى مبادلين للحرارة, كما هو موضح في الشكل (8.7).

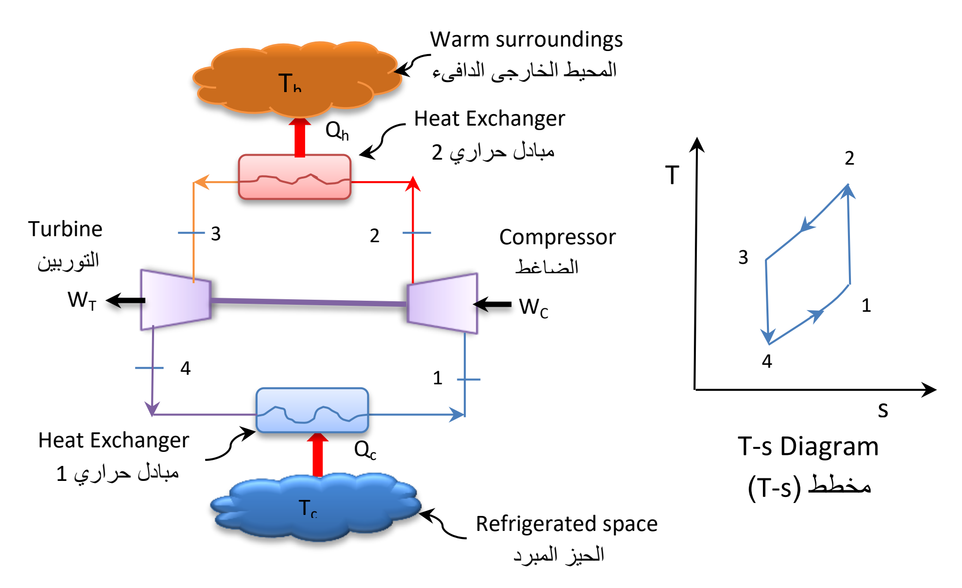


Figure 9.7 Gas refrigeration system

الشكل 9.7 منظومة التثليج الغازية

The pressure of the gas is first raised by the compressor and the temperature rises from T_1 to T_2. The gas is then passed through heat exchanger 2, where an amount of heat Q_h is rejected to the warm surroundings. As a result, the temperature of the gas is lowered from T_2 to T_3. Next, the compressed gas expands through the turbine and its temperature drops further to T_4. The cold space transfers heat Q_c to heat exchanger 1 and the temperature cools down to T_1 to complete the cycle. The T-s diagram of the gas refrigeration cycle is also shown in Fig 8.7.

يُرفع ضغط الغاز اولاً بواسطة الضاغط فترتفع درجة الحرارة من (T_1) الى (T_2). ثم يمرر الغاز عبرالمبادل الحراري 2, حيث يتم طرد كمية من الحرارة (Q_h) الى المحيط الخارجي فتنخفض درجة حرارة الغاز من (T_2) الى (T_3). بعد ذلك, يتمدد الغاز المضغوط في التوربين فتنخفض درجة حرارته الى (T_4). ويحصل انتقال حرارة بمقدار (Q_c) من الحيزالبارد الى المبادل الحراري 1 فتنخفض درجة الحرارة الى (T_1) لاكمال الدورة. ويظهر ايضاً في الشكل (8.7) مخطط (T-s) لدورة التثليج الغازية.

Considering that every process of the cycle is internally reversible, the performance coefficient ($COP_{gas\text{-}refrig}$) can be formulated as follows

نظراً الى ان كل عملية من عمليات الدورة هي قابلة للانعكاس داخليًا, فيمكن صياغة معامل الأداء ($COP_{gas\text{-}refrig}$) على النحو التالي

$$COP_{gas\text{-}refrig} = \frac{Q_C}{W_C - W_T} = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)} \qquad (9.15)$$

In practice, the cooling of aircraft cabin is accomplished by an open reversed Brayton system that includes heat exchanger 2 only. Warm air from the atmosphere is compressed by the compressor to a higher pressure and temperature. After that, the air is cooled to a lower temperature in the heat exchanger. The compressed air is then expanded through the turbine and supplied directly to the aircraft cabin at the appropriate conditions.

تُبرد مقصورة الطائرة في الحياة العملية من خلال منظومة برايتون المعكوسة المفتوحة التي تشتمل على المبادل الحراري 2 فقط. وفي هذه المنظومة, يُضغط الهواء الدافئ المسحوب من الجو بواسطة الضاغط الى ضغط ودرجة حرارة اعلى, ثم يُبرد في المبادل الحراري الى درجة حرارة منخفضة. وبعد ذلك, يتمدد الهواء المضغوط عبر التوربين ليبرد اكثر قبل تجهيزه مباشرة إلى مقصورة الطائرة بظروف مناسبة للركاب.

Gas refrigeration systems are simple, but have a relatively low coefficient of performance.

تُعد منظومات التثليج الغازية منظومات بسيطة التركيب, ولكن معامل أداءها منخفض نسبيًا.

Example 9.5

المثال 9.5

Air is used, as the working fluid, in a gas refrigeration system to keep the temperature of the cold space at -13°C. Heat is rejected to the warm space at 37°C. If the pressure ratio of the compressor is 4.52, determine the maximum temperatures of the cycle and calculate the coefficient of performance.

يُستخدم الهواء كمائع للتشغيل في احدى منظومات التثليج الغازية للحفاظ على درجة حرارة الحيز البارد عند (-13°C). يتم طرد الحرارة إلى الحيز الدافئ عند (37°C). فإذا كانت نسبة الضغط في الضاغط 4.52, حدد قيمة درجة الحرارة القصوى للدورة واحسب معامل الأداء.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$T_1 = -13^oC, T_3 = 37^oC, r_c = 4.52$$

Find

اوجد

$$T_{max} \quad , \quad COP_{gas\text{-}refrig}$$

Assumptions

- Steady flow operations
- Kinetic and potential energies are negligible
- Air is an ideal gas with variable specific heats

الافتراضات

- تُعد العمليات عمليات جريان مستقر
- تهمل كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة
- الهواء غاز مثالي حراراته النوعية متغيرة

Analysis

The maximum and minimum cycles are determined from the tables for the ideal-gas properties of air. The temperatures are identified as indicated in the T-s diagram in Fig 9.7.

التحليلات

تُستخرج قيم درجة الحرارة القصوى والدرجة الدنيا من جداول الخواص المثالية للهواء. وتُحدد درجات الحرارة وفقاً لما هو مبين في مخطط (T-s) للشكل (9.7).

$T_1 = -13^oC = 273-13 = 260K$, $h_1 = 260.09$ kJ/kg (from tables من الجداول)

The reduced pressure ($P_{r1} = 0.8405$) الضغط المخفض

$P_r = P/P_c$

$P_{r2} = (P_2/P_1)\, P_{r1}$, The compression ratio (نسبة الضغط) $r_c = P_2/P_1$

$P_{r2} = r_c \times P_{r1} = 4.52 \times 0.8405 = 3.799 \approx 3.8.$

h_2 from tables ≈ 400.98 kJ/kg , $T_2 \approx 400K$

$T_{max} = 400 - 273 = \underline{127^oC}$

$T_3 = 37^oC = 273 + 37 = 310$ K , $h_3 = 310.24$ kJ/kg

P_{r3} = 1.1.5546

$P_{r4} = (P_4/P_3)\,P_{r3}$, $P_4/P_3 = 1/r_c = 1/4.52$

P_{r4} = (1/4.52) x 1.5546 = 0.3439

h_4 = 201.115 kJ/kg (by interpolation نتيجة الاستيفاء الخطي)

$$COP_{gas\text{-}refrig} = \frac{Q_C}{W_C - W_T} = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)} \qquad \text{(Eqn.9.15)}$$

$$COP_{gas\text{-}refrig} = \frac{260.09 - 201.115}{(400.98 - 260.09) - (310.24 - 201.115)} = \underline{1.85}$$

Exercise Solve the example for

تمرين كرر حل المثال متخذا

$T_1 = -15^oC$, T_3 = 30oC, r_c = 4.5

Comments

Clearly, the coefficient of performance of the gas refrigeration cycle is lower than the vapour compression values obtained in previous examples.

الملاحظات

من الواضح أن قيمة معامل أداء دورة التثليج الغازية أقل من قيمته لدورات ضغط البخار التي تم الحصول عليها في الأمثلة السابقة.

9.9 Heat Pumps

We mentioned the **heat pump** in chapter 5 as a heat engine that operates on the reversed Carnot cycle. A heat pump is a device that transfers heat from outside into an indoor space. Heat pump systems are used for heating purposes by extracting heat from the surrounding air or from water of a nearby lake. The systems are relatively expensive to install, but they may save energy-cost in the long run. Heat pumps operate on the refrigeration cycle and with the same components as shown in Fig 8.2. However, the condenser and evaporator switch roles, and the desired output is the heat rejected by the condenser Q_h instead of cooling. The coefficient of performance for a heat pump COP_H is therefore expressed as

9.9 المضخات الحرارية

كنا قد تطرقنا الى **المضخة الحرارية** في الفصل الخامس باعتبارها محرك حراري يعمل على دورة كارنو المعكوسة. والمضخة الحرارية هي عبارة عن جهاز ينقل الحرارة من المحيط الخارجي إلى داخل المباني. تستخدم أنظمة المضخات الحرارية لأغراض التدفئة عن طريق استخلاص الحرارة من هواء المحيط أو من مياه بحيرة قريبة للمنازل. تعتبر تكلفة نصب هذه المنظومات عالية نسبيًا, ولكنها قد توفر من تكلفة تجهيز الطاقة على المدى البعيد. تعمل المضخات الحرارية على اساس دورة التثليج وبنفس المكونات كما هومبين في الشكل (8.2), الا ان المكثف والمبخر يتبادلان الادوار فيصبح الهدف هو الاستفادة من الحرارة المطروحة من المكثف (Q_h) بدلاً من التبريد. يُكتب معامل الأداء لمضخة الحرارة (COP_H) بالصيغة التالية

$$COP_H = \frac{Q_h}{W_{net}} \qquad (9.16)$$

There is no need to solve heat pump examples, because the analyses are similar to evaluating the performance of a refrigerator.

لأ توجد ضرورة لحل امثلة تخص المضخة الحرارية لان التحليلات مماثلة لتقييم اداء الثلاجة.

Question and Problems

Answers depend on tables used
تعتمد الاجوبة على الجداول المستخدمة

أسئلة المراجعة والمسائل

9.1 What is the difference between cooling and refrigeration?

9.1 ما الفرق بين التبريد والتثليج؟

9.2 Conduct research in the Internet to write about the air cooler that employs evaporative cooling.

9.2 قم بإجراء بحث في الانترنت يخص مبردات الهواء التي تستخدم التبريد التبخيري.

9.3 Explain the Carnot cycle and the reversed Carnot cycle

9.3 اشرح كل من دورة كارنوودورة كارنو المعكوسة.

9.4 Sketch a system that operates on the reversed Carnot cycle. Why is this cycle considered theoretical?

9.4 ارسم مخططاً لمنظومة تعمل على اساس دورة كارنو المعكوسة. لماذا تُعد هذه الدورة دورة نظرية؟

9.5 How does the home refrigerator cool and preserve foodstuffs?

9.5 كيف تقوم الثلاجة المنزلية بتبريد وحفظ المواد الغذائية؟

9.6 What does the coil behind the refrigerator represent and why does it get warm?

9.6 ماذا يمثل الملف الموجود خلف الثلاجة ولماذا ترتفع درجة حرارته؟

9.7 Sketch the Vapour compression refrigeration system and explain the processes of the cycle.

9.7 ارسم مخططاً لمنظومة انضغاط البخار التثليجية واشرح عمليات الدورة.

9.8 What does the area enclosed by the T-s diagram of the ideal vapour-compression cycle represent?

9.8 ماذا تمثل المنطقة المحصورة داخل مخطط (T-s) لدورةانضغاط البخار المثالية؟

9.9 Derive an expression for the coefficient of performance for a Carnot refrigerator in terms of temperatures.

9.9 اشتق معادلة تخص معامل الاداء لثلاجة كارنو بدلالة درجات الحرارة.

9.10 An ideal vapour compression refrigeration cycle uses R134-a as a refrigerant. The cycle work operates between a temperature of -16°C and maximum pressure of 1 MPa. If the mass flow rate of the refrigerant is 2 kg/s, calculate the power requirement for the compressor.

9.10 يُستخدم سائل للتثليج (R134-a) في احدى دورات انضغاط البخار التثليجية المثالية. وتعمل هذه الدورة بين درجة الحرارة (-16°C) وضغط اقصى مقداره (1 MPa) . فإذا كان معدل الجريان الكتلي لسائل التثليج يساوي (2 kg/s), احسب متطلبات القدرة لتشغيل الضاغط.

9.11 Calculate the dryness fraction of the refrigerant entering the evaporator of the previous problem. How much is the heat rejected to the surroundings?

9.11 إحسب نسبة الجفاف لمائع التثليج الذي يدخل المبخر في المسألة السابقة. ما مقدار الحرارة المطروحة الى جو المحيط بالمنظومة؟

9.12 A refrigerator uses R-134a as the working fluid and operates on an ideal vapour compression cycle between 0.14 MPa and 0.6 MPa. If the mass flow rate of the refrigerant is 180 kg/hr, determine (a) the rate of heat removal from the cooled space, (b) the coefficient of performance of the refrigerator.

9.12 تشتغل ثلاجة معينة على اساس دورة انضغاط البخار المثالية باستخدام (R-134a) كمائع للتشغيل بين الضغطين (0.14 MPa) و (0.6 MPa). اذا كان معدل جريان سائل التثليج (180 kg/hr), اوجد (أ) معدل ازالة الحرارة من الحيز المبرد (ب) معامل اداء الثلاجة.

9.13 An ideal vapour-compression refrigeration cycle uses R-134-a as refrigerant. The cycle operates between the temperatures -20°C and 39.4°C. The refrigerant enters the evaporator as saturated liquid and it enters the condenser as saturated vapour. If the flow rate of the refrigerant is 0.55 kg/s, determine (a) the rate of refrigeration in the evaporator in kW and (b) the coefficient of performance of the cycle.

9.13 يُستخدم في احدى دورات انضغاط البخار التثليجية (R-134-a) كسائل للتثليج. تعمل هذه الدورة بين درجتي الحرارة -20 درجة مئوية و 39.4 درجة مئوية. يدخل سائل التثليج الى المبخر كسائل مشبع ويدخل الى المكثف كبخار مشبع. فإذا كان معدل جريان السائل (0.55 kg/s), حدد قيمة (أ) معدل التثليج في المبخر بوحدات الكيلوواط و (ب) معامل أداء الدورة.

Ans. 71.5 kW, 3.102 الجواب

9.14 If the refrigeration system in problem 9.13 delivers 5 tons of refrigeration, calculate the flow rate of the refrigerant.

9.14 اذا علمت ان منظومة التثليج في المسألة 9.13 تُنجز (5 tons) من التثليج, احسب معدل جريان سائل التثليج.

Ans. 1.353 kg/s الجواب

9.15 Compare the ideal refrigeration cycle with the actual cycle.

9.15 قارن بين دورة التثليج المثالية والدورة الفعلية.

9.16 Consider a refrigerator that operates on an ideal vapour compression refrigeration cycle with R-134a as the working fluid. The refrigerant enters the compressor as superheated vapour at 0.18 MPa and -6°C at the rate of 0.072 kg/s. The vpour leaves the compressor at 1.2 MPa and 75°C. The vapour is condensed at 1.18 MP and 48°C and it is then throttled to 0.2 MPa. Sketch the T-s diagram, determine the power input to run the compressor and evaluate the actual coefficient of performance for the cycle.

9.16 تأمل ثلاجة تستخدم (R-134a) كمائع للتشغيل وتعمل بدورة انضغاط بخار تثليجية مثالية. يدخل مائع التثليج إلى الضاغط بمعدل (0.072 kg/s) كبخار محمص عند (0.18 MPa) و (-6°C), ويخرج منه عند (1.2 MPa) و(75°C). يتكثف البخار بعد ذلك في المكثف عند (1.18 MP) و (48°C) ثم يُخفض ضغطه بواسطة الصمام الخانق إلى (0.2 MPa). ارسم مخطط (T-s) وحدد مقدار القدرة المبذولة لتشغيل الضاغط وكذلك احسب معامل الاداء الفعلي للدورة.

9.17 Calculate the isotropic efficiency of the compressor and the cycle performance coefficient by considering isotropic compression in Problem 9.16

9.17 احسب كفاءة الضاغط الايسنتروبية ومعامل اداء الدورة باعتبار انضغاط ايسنتروبي في المسألة 9.16.

9.18 Conduct an Internet search about the refrigerants and their characteristics.

9.18 اجري إبحثاً في الإنترنت عن سوائل التثليج وخصائصها.

9.19 Propose an absorption refrigeration system to cool a house using solar energy. Explain the system in detail including the relevant sketches.

9.19 إقترح منظومة تثليج امتصاصية لتبريد المنزل باستخدام الطاقة الشمسية. إشرح تفاصيل المنظومة مع الرسومات ذات الصلة.

9.20 Sketch the T-s diagram for a two stage refrigeration system and explain the processes of the cycle. Why multi-stage refrigeration is used in industry?

9.20 ارسم مخطط (T-s) لمنظومة تثليج ذي المرحلتين واشرح عمليات الدورة. لماذا يستخدم التثليج متعدد المراحل في المصانع؟

9.21 Explain how gas refrigeration system is used in aircraft. Search the Internet for details.

9.21 اشرح كيف يتم استخدام نظام التثليج الغازي في الطائرات. ابحث في الإنترنت عن التفاصيل.

9.22 A two stage cascade refrigeration system uses R-134a as a refrigerant at a flow rate of 0.62 kg/s in the LP stage. The system operates on a maximum and minimum pressures of 1.6 MPa and of 1 bar respectively. If the refrigerant leaves the first compressor as dry saturated at an intermediate pressure of 0.4 MPa, sketch the T-s diagram and determine (a) the tonnes of refrigeration and (b) the coefficient of performance.

9.22 يُستخدم سائل التثليج (R-134a) في منظومة تثليج ذات مرحلتين تعاقبيتين. يجري السائل في مرحلة الضغط الواطيء بمعدل (0.62 kg/s). وتعمل المنظومة بضغط اقصى مقداره (1.6 MPa) وضغط أدنى مقداره (1 bar). اذا علمت ان مائع التثليج الخارج من الضاغط الاول هو بخار مشبع جاف, وان متوسط ضغطه يساوي (0.4 MPa), ارسم مخطط (T-s) للمنظومة وحدد (أ) مقدار أطنان التثليج (tonnes) و (ب) قيمة معامل الأداء.

Ans. 26.314, 2.24 الجواب

9.23 A two-stage compression refrigeration system with a flash vessel uses R134-a as a working fluid. The refrigerant leaves the condenser as saturated liquid and is throttled to the flash vessel at 0.3 MPa. The vapour from the flash vessel is mixed with the dry saturated vapour coming from the compressor at 0.32 MPa. The mixture is then compressed in the other compressor to 0.6 MPa and fed to the condenser. The liquid from the flash vessel

9.23 يُستخدم (R134-a) كمائع للتشغيل في منظومة تثليج ذات مرحلتين تشتمل على وعاء خلط للتبخر الفجائي. يخرج سائل التثليج من المكثف على هيئة سائل مشبع ويتمدد عبر الصمام الخانق الى الضغط (0.3 MPa) لبدخل وعاء التبخر الفجائي. يختلط البخار الخارج من وعاء التبخر مع البخار المشبع الجاف القادم من الضاغط عند (0.32 MPa). بعد ذلك يتم رفع ضغط الخليط إلى (0.6 MPa) بواسطة الضاغط الآخر لدفعه الى المكثف. يثخفض ضغط السائل الخارج من وعاء التبخر الفجائي عبرالصمام الخانق الثاني

is throttled to the evaporator pressure which is 12 MPa. Assuming that the refrigerant leaves the evaporator as dry saturated at a rate of 0.04 kg/s, calculate the coefficient of performance for the system.

الى مقدار الضغط في المبخر الذي يساوي (12 MPa). احسب معامل الأداء لمنظومة مفترضاً أن مائع التثليج يخرج من المبخر بمعدل (0.04 kg/s) كبخار مشبع جاف.

9.24 Air is used, as the working fluid, in a gas refrigeration system to keep the temperature of the cold space at -12^{o}C. Heat is rejected to the warm space at 37^{o}C. If the pressure ratio of the compressor is 5, determine the maximum temperatures of the cycle and calculate the coefficient of performance.

9.24 يُستخدم الهواء كمائع للتشغيل في احدى منظومات التثليج الغازية للحفاظ على درجة حرارة الحيز البارد عند (-12^{o}C). تُطرح الحرارة إلى الحيز الدافئ عند درجة الحرارة (37^{o}C). إذا كانت نسبة الضغط في الضاغط تساوي 5, حدد قيمة درجة الحرارة القصوى للدورة واحسب معامل الأداء.

9.25 Nitrogen is compressed from 1 bar and -10^{o}C to a higher temperature of 30^{o}C. If the compression ratio of the compressor is 10, calculate the coefficient of performance of the gas refrigeration cycle. Assume isentropic compression and nitrogen is a perfect gas.

9.25 يُضغط النايتروجين من (1 bar) و (-10^{o}C) فترتفع درجة حرارته 30 درجة مئوية. إذا كانت نسبة الضغط في الضاغط تساوي 10, احسب معامل أداء دورة التثليج الغازية. افترض عملية انضغاط ايسنتروبي, والنايتروجين غاز تام.

C_p = 1.04 kJ/kgK, γ = 1.4

Ans. 1.07 الجواب

Chapter 10

الفصل العاشر

Mixtures & Combustion

الخلائط و الاحتراق

Learning Objectives of Chapter 10

- Identify the different types of fluid mixtures
- Introduce gas mixtures and discuss ideal gas mixtures
- Calculate composition and partial pressures of the components for a gas mixture
- Evaluate specific heats and thermodynamic properties of gas mixtures
- Discuss air-water vapour mixture and define dry air
- Define and evaluate specific humidity, relative humidity and dew point
- Estimate the wet bulb temperature by adiabatic saturation
- Use the psychometric chart to solve air-conditioning problems
- Introduce combustion and fuels
- Perform balance on combustion reactions
- Apply first law to combustion systems and evaluate enthalpies of formation and combustion

اهداف دراسة الفصل العاشر

- التعرف على الانواع المختلفة لخلائط الموائع
- تقديم نبذة تعريفية عن خلائط الغازات ومناقشة خلائط الغازات المثالية
- حساب نسب التركيب والضغوط الجزئية لمكونات خليط من الغازات
- تقييم الحرارة النوعية والخواص الثرموديناميكية لخلائط الغازات
- مناقشة خليط الهواء وبخار الماء وتعريف الهواء الجاف
- تعريف وتقييم كل من الرطوبة النوعية والرطوبة النسبية ونقطة الندى
- تقديردرجة حرارة البصلة الرطبة بواسطة التشبع الاديباتي
- استخدام المخطط السايكومتري لحل مسائل تكيف الهواء
- تقديم نبذة للتعرف على انواع الوقود
- اجراء موازنة لتفاعلات الاحتراق
- تطبيق القانون الاول على منظومات الاحتراق وتقييم كل من انثالبي التكوين وانثالبي الاحتراق

In previous chapters, we discussed gas and vapour power cycles as well as the refrigeration cycle. In this chapter we deal with three important thermodynamic topics; namely, gas mixtures, gas-vapour mixtures and combustion. The three topics are interrelated by the fact that the composition of the mixture is essential for their analyses. Composition of ideal gas mixtures and Dalton's law are first dealt with, then the thermodynamic properties of gas mixtures are covered with solved examples. The gas-vapour mixtures topic focuses on atmospheric air including determination of humidity. The psychometric chart is introduced and used to solve air-conditioning problems. Finally, various aspects of combustion are discussed including chemical reactions, enthalpy of formation and enthalpy of combustion.

ناقشنا في الفصول السابقة دورات طاقة الغاز وطاقة البخاروكذلك دورة التثليج. نتناول في هذا الفصل ثلاثة موضوعات ثرموديناميكية مهمة, هي خلائط الغازات وخلائط الغاز بالبخار والاحتراق. وترتبط الموضوعات الثلاثة بحقيقة أن التحليلات ترتكز على نسب مكونات الخليط لكل من هذه الظواهر. بعد ذلك, نتناول مكونات تكوين خلائط الغازات المثالية وقانون دالتون ثم دراسة الخواص الثرموديناميكية لخلائط الغازات مع بعض الامثلة المحلولة. نركز في موضوع خليط البخار بالغاز, على حالة الهواء الجوي وتحديد كمية الرطوبة فيه, ثم التعرف على المخطط السيكومتري وتطبيقه لحل مسائل تكييف الهواء. أخيرًا نناقش جوانب مختلفة من الاحتراق بما في ذلك التفاعلات الكيميائية وانثالبي التكوين وانثالبي الاحتراق.

10.1 Identify Mixtures

There are different forms of **fluid mixtures** according to the phase of the material. There are gas-gas mixtures, gas-vapour mixtures, and liquid-liquid mixtures. The properties of pure fluids were discussed in chapter 2 including steam, ideal gases and real gases. Here, we look at the composition and properties of fluid mixtures. The term "mixture" is used to describe a fluid that consists of more than one component. The obvious example of a gas mixture is air. We know that air typically consists of 78% nitrogen, 20.9% oxygen, and small amounts of carbon dioxide, hydrogen and argon. The thermodynamic properties of air can be determined by applying certain laws and relations such as the Dalton model for ideal-gas mixtures. It is a well-known fact that some thermodynamics processes such as combustion lead to the production of certain mixtures. For example, burning of fuel with oxygen results in the radiation of heat from a flame, which is actually a hot mixture of water vapour, carbon dioxide, oxygen, nitrogen and soot.

Gas-vapour mixtures are typically encountered in evaporative cooling, where cooling results from the vaporisation of water droplets carried by the air.

Liquid mixtures include solutions, suspensions, colloids and emulsions. Solutions are composed of two or more components where the solute is completely dissolved in the solvent to form a homogeneous mixture. Suspensions consist of relatively large solid particles carried by the liquid due to mechanical agitation forming a heterogeneous solution. Colloids are homogeneous solutions with intermediate particle size such as jelly, cream and blood. Emulsions consist of two or more liquids that don't mix such as paint. We will cover in this chapter the common fluid mixtures exception of the liquid mixtures.

10.1 التعرف على انواع الخلائط

تتواجد **خلائط الموائع** بأشكال مختلفة وذلك حسب طور المادة, فهناك خلائط الغازات وخلائط الغازات مع البخار بالاضافة الى خلائط المواد السائلة. لقد سبق وان ناقشنا خواص الموائع النقية في الفصل الثاني, بما في ذلك بخار الماء والغازات المثالية والغازات الحقيقية. وهنا ندرس تركيب خلائط الموائع وخواصها, اذ يستخدم مصطلح "الخليط" لوصف مزيج يتألف من أكثر من مكون من الموائع. وان افضل مثال على خليط الغازات هو الهواء, حيث أنه يتكون عادةً من 78٪ نايتروجين و 20.9٪ أوكسجين وكميات صغيرة من ثاني أكسيد الكربون والهايدروجين والأرغون. ويمكن تحديد الخواص الثرموديناميكية للهواء من خلال تطبيق قوانين وعلاقات معينة كمعادلة دالتون لخلائط الغازات المثالية. ومن االحقائق المعروفة, ان بعض العمليات الثرموديناميكية المهمة تؤدي الى انتاج خلائط معينة, فمثلاً ينتج عن احتراق الوقود بالأوكسجين لهباً مشعاً للحرارة يتكون من خليط ساخن لبخار الماء وثاني أكسيد الكربون والأكسجين والنيتروجين زائداً السخام المتوهج.

تتواجد خلائط الغازات مع البخار عادةً في منظومات التبريد التبخيري التي يُنجز فيها التبريد نتيجة تبخر قطرات الماء المحمولة بالهواء.

اما خلائط المواد السائلة, فهي تشمل كل من المحاليل والخلائط المعلقة والغرويات والمستحلبات. وتتكون المحاليل من مكونين أو أكثر, حيث يتم إذابة المادة المذابة تمامًا في المذيب لتشكيل خليطاً متجانساً. بينما تتكون الخلائط المعلقة من جزيئات صلبة كبيرة نسبيًا يحملها السائل بسبب التحريك الميكانيكي فتشكل خليطاً غير متجانس. والغرويات هي محاليل متجانسة ذات جزيئات متوسطة الحجم مثل الهلام والقشدة والدم. وتتكون المستحلبات من سائلين أو أكثر لا يمتزجان مثل الطلاء.
نتناول في هذا الفصل خلائط الموائغ الشائعة باستثناء خلائط المواد السائلة.

10.2 Gas mixtures

The properties of ideal or perfect gases differ from those of real gases. Whilst the ideal gas mixtures follow the ideal gas relations, the real gas mixtures take into account the deviations from ideal gas behavior by using the compressibility factor. In section 2.7 of chapter 2 we dealt with real gases and relevant equations of state, and in this chapter we focus our attention on **ideal gas mixtures** only

10.2 خلائط الغازات

تختلف خواص الغازات المثالية اوخلائط الغازات التامة عن خواص الغازات الحقيقية. فبينما تتبع خلائط الغازات المثالية علاقات الغاز المثالي, تأخذ خلائط الغازات الحقيقية في عين الاعتبارالانحرافات عن سلوك الغاز المثالي عن طريق استخدام عامل الانضغاطية. لقد تطرقنا الى الغازات الحقيقية ومعادلات الحالة ذات الصلة في الفقرة (2.7) من الفصل الثاني, وفي هذا الفصل نركز اهتمامنا على دراسة **خلائط الغازات المثالية** فقط.

10.2.1 Ideal Gas Mixtures

We start with **Dalton's law** which states that the total pressure for a mixture of ideal gases is equal to the sum of the **partial pressures** of the individual gases. Each gas is assumed to be occupying the total volume of the mixture. The law is written as follows

10.2.1 خلائط الغازات المثالية

نبدأ من **قانون دالتون** الذي ينص على ان الضغط الكلي لخليط من الغازات المثالية يساوي مجموع **الضغوط الجزئية** لمكونات الخليط فيما لو شغل كل منها الحجم الكلي للخليط. يكتب القانون بالصيغة التالية

$$P = p_1 + p_2 + p_3 + \dots\dots\dots \qquad (10.1)$$

$$P = \Sigma\, p_i \qquad (10.2)$$

Where P is the total pressure and p_1, p_2 and p_3 are the partial pressures for the mixture components. The partial pressure for any unknown component of the mixture is denoted by p_i.

حيث ان P هو الضغط الكلي وكل من p_1 و p_2 و p_3 هي الضغوط الجزئية لمكونات الخليط . ويمثل الرمز p_i الضغط الجزئي لاي عنصر من المكونات .

If the volume of the mixture is denoted V, its temperature T, the number of moles occupying the volume n. The **partial volumes** of the components of the mixture V_1, V_2, V_3 or V_i and the universal gas constant is denoted R_o, the ideal gas law can be applied to the gas mixture as follows

فاذا كان حجم الخليط V ودرجة حرارته T وعدد مولاته n, اي مولات الغازات المكونة للخليط التي تشغل الحجم باكمله. وكانت **الحجوم الجزئية** لمكونات الخليط V_1 , V_2 , V_3 او V_i لأي مكون, وثابت الغازات هو R_0, فيمكن تطبيق قانون الغاز المثالي على الخليط أولاً,

$$P\,V = n\,R_0 T \qquad (10.3)$$

$$n = \frac{m}{MW} \qquad (10.4)$$

For any component,

ثم على احد مكونات الخليط

$$p_i\,V = n_i\,R_0\,T \qquad (10.5)$$

$$P\,V_i = n_i\,R_0\,T \qquad (10.6)$$

We also have:

ولدينا:

$$n = n_A + n_B + n_C + \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10.7)$$

$$n = \Sigma\, n_i \quad (10.8)$$

Dividing equation (10.5) by (10.3) we obtain

فعندما نقسم المعادلة (10.5) على المعادلة (10.3) نحصل على

$$p_i / P = n_i / n \quad (10.9)$$

or

$$p_i / P = n_i / \Sigma\, n_i \quad (10.10)$$

Dividing equation (10.6) by (10.3) we arrive at

وبقسمة المعادلة (10.6) على المعادلة (10.3) نحصل على

$$V_i / V = n_i / \Sigma\, n_i \quad (10.11)$$

Where, ($n_i / \Sigma\, n_i$) is the **mole fraction** denoted as y_i, which is also equal to the **volume fraction** (V_i / V).

حيث ان ($n_i / \Sigma\, n_i$) هو **الكسر المولي**, يرمز له y_i, ويساوي ايضاً **الكسر الحجمي** (V_i / V) .

Thus,

اذن

$$p_i = y_i\, P \quad (10.12)$$

$$V_i = y_i\, V \quad (10.13)$$

We can estimate the average molecular weight $\overline{MW}$ of an ideal gas mixture based on mole fractions using the following equation

ويمكننا حساب متوسط الوزن الجزيئي لخليط من الغازات المثالية ($\overline{MW}$) استناداً الى الكسور المولية باستخدام المعادلة التالية

$$\overline{MW} = y_A\, MW_A + y_B\, MW_B + y_C\, MW_C + \ldots\ldots \quad (10.14)$$

Example 10.1

المثال 10.1

A gas mixture consists of carbon dioxide, carbon monoxide, nitrogen, and oxygen. If the partial pressures for the components are,

يتكون خليط غازات من ثاني اوكسيد الكاربون وأول اوكسيد الكاربون ونايتروجين واوكسجين. فاذا كانت الضغوط الجزئية لمكونات الخليط كما في ادناه,

N_2 = 595 mmHg, CO = 50 mmHg, CO_2 = 75 mmHg, O_2 = 26 mmHg

Calculate the total pressure and the **composition** of the mixture.

احسب الضغط الكلي للخليط و**نسب المكونات** للخليط.

Solution

الحل

Given

المعلوم

The partial pressures of the components of the mixture

الضغوط الجزئية لمكونات الخليط

Find

اوجد

The total pressure and composition

الضغط الكلي للخليط ونسب مكونات الخليط

Assumptions

الافتراضات

Ideal gas mixture

خليط من الغازات المثالية

Analysis

$$P = \Sigma p_i \qquad \text{(Eq. 10.2)}$$

$$\therefore P = p_{CO2} + p_{CO} + p_{N2} + p_{O2}$$

$$P = 75 + 50 + 595 + 26 = 746 \text{ mmHg}$$

$$p_i = y_i P \quad \text{or} \quad y_i = p_i/P \qquad \text{(Eqn. 10.12)}$$

$$\therefore y_{CO2} = p_{CO2}/P = 75/746 = 0.101$$

Similarly we obtain the other components fractions

وبنفس الطريقة نحسب المكونات الاخرى حيث نحصل على

$$y_{CO} = 0.067 \;,\; y_{CO2} = 0.101,\; y_{N2} = 0.797,\; y_{O2} = 0.035$$

Comments

الملاحظات

The percentage molar or volumetric composition for the mixture is

نستنتج بأن النسب المئوية المولية او النسب الحجمية لمكونات الخليط هي

N_2 = 79.7% , CO = 6.7% , CO_2 = 10.1 , O_2 = 3.5%

Exercise Solve the example for

تمرين كرر الحل معتمداً

N_2 = 597 mmHg, CO = 53 mmHg, CO_2 = 74 mmHg, O_2 = 25 mmHg

10.2.2 Specific Heat of a Mixture

The **molar specific heat** of a mixture $\bar{C}_{P,mix}$ for **perfect gases** (ideal gases with constant specific heats) is expressed in kJ/kmol.K as follows

10.2.2 الحرارة النوعية للخليط

تُكتب صيغة **الحرارة النوعية المولية** ($\bar{C}_{P,mixx}$) **لخليط الغازات التامة** (غازات مثالية ذات سعة حرارة نوعية ثابتة) بوحدات (kJ/kmol.K) على النحو التالي

$$\bar{C}_{P,mix} = \sum y_i \bar{C}_{P,i} \quad (10.15)$$

$$\bar{C}_{v,mix} = \sum y_i \bar{C}_{v,i} \quad (10.16)$$

The specific heat of the mixture $C_{P,mix}$ in kJ/kgK is

وتكتب الحرارة النوعية للخليط ($C_{P,mix}$) بوحدات (kJ/kgK) كما يلي

$$C_{P,mix} = \sum (m_i/m)\, C_{P,i} \quad (10.17)$$

Where yi is the mole fraction and (m_i/m) is the **mass fraction**.

يمثل الرمز (yi) الكسر المولي و (m_i/m) هو الكسر **الوزني او الوزن الكتلي**.

10.2.3 Thermodynamic Properties

The **extensive thermodynamic properties** of an ideal gas mixture are determined by adding up the contributions of each component of the mixture,,

10.2.3 الخواص الديناميكية الحرارية

تُحدد قيم **الخواص الثرموديناميكية الشاملة** لخليط الغاز المثالي من خلال إضافة مساهمات كل مكون من مكونات الخليط,

$$\bar{U} = \sum n_i \bar{u}_i \quad (10.18)$$

$$\bar{H} = \sum n_i \bar{h}_i \quad (10.19)$$

$$\bar{S} = \sum n_i \bar{s}_i \quad (10.20)$$

Where $\bar{U}$, $\bar{H}$ and $\bar{S}$ are the total quantities of internal energy, enthalpy and entropy of the mixture based on total number of moles; $\bar{u}_i$, $\bar{h}_i$ and $\bar{s}_i$ are the corresponding molar quantities for the components.

حيث ان ($\bar{U}$) و ($\bar{H}$) و ($\bar{S}$) هي الكميات الكلية الطاقة الداخلية والانثالبي والانتروبي للخليط بناء على عدد المولات الكلي, وان ($\bar{u}_i$) و ($\bar{h}_i$) و ($\bar{s}_i$) تمثل الكميات المولية للمكونات.

The thermodynamic properties of mixtures based on the component mass m_i are expressed as

تُصاغ معادلات الخواص الديناميكية الحرارية لخلائط الغازية المثالية بناءً على كتلة كل مكون (m_i) كالآتي

$$U_{mix} = \sum m_i u_i \quad (10.21)$$

$$H_{mix} = \sum m_i h_i \quad (10.22)$$

$$S_{mixt} = \sum m_i s_i \quad (10.23)$$

$$\Delta U_{mix} = \sum m_i \, \Delta u_i \qquad (10.24)$$

$$\Delta H_{mix} = \sum m_i \, \Delta h_i \qquad (10.25)$$

$$\Delta S_{mix} = \sum m_i \, \Delta s_i \qquad (10.26)$$

For the **intensive properties**, we divide equations 10.21, 10.22 and 10.23 by the total mass of the mixture m,

وبالنسبة **للخواص المركزة او التكثيفية**, نقسم المعادلات 10.21 و 10.22 و 10.23 على الكتلة الكلية للخليط (m),

$$u_{mix} = \sum (m_i/m) \, u_i \qquad (10.27)$$

$$h_{mix} = \sum (m_i/m) \, h_i \qquad (10.28)$$

$$s_{mixt} = \sum (m_i/m) \, s_i \qquad (10.29)$$

Where u_{mix}, h_{mix}, s_{mix} represent the specific internal energy in kJ/kg , the specific enthalpy in kJ/kg and the specific entropy in kJ/kgK for the mixture of ideal gases.

حيث يمثل كل من (u_{mix}) و (h_{mix}) و (s_{mix}) الطاقة الداخلية النوعية بوحدات (kJ/kg) والانثالبي النوعية بوحدات (kJ/kg) والانتروبي النوعية بوحدات (kJ/kgK) لخليط من الغازات المثالية.

The gas constant R_{mIX} in kJ/kgK for an ideal gas mixture is expressed as

تُكتب معادلة ثابت الغازات لخليط من الغازات المثالية (R_{mIX}) بوحدات (kJ/kgK) بالصيغة التالية

$$R_{mix} = \sum (m_i/m) \, R_i \qquad (10.30)$$

Molecular weight of an ideal gas mixture based on mass fractions is

ويعطى الوزن الجزيئي لخليط الغازات المثالية استناداً الى الكسور الوزنية من

$$MW_{mix} = \sum (m_i/m) \, MW_i \qquad (10.31)$$

Example 10.2

المثال 10.2

If the gravimetric analysis (mass analysis) results of a sample of air is 75.51% nitrogen, 23.15% oxygen, 1.28% argon and 0.06% carbon dioxide. Calculate the molecular weight for air and the gas constant R_{air}.

اذا كانت نتائج التحليل الوزني (تحليل الكتلة) لعينة من الهواء هي 75.51٪ نايتروجين و 23.15٪ أوكسجين و 1.28٪ غاز الارغون و 0.06٪ ثاني اوكسيد الكاربون, احسب الوزن الجزيئي للهواء وثابت الغازات (R_{air}).

$MW_{O2} = 32$, $MW_{N2} = 28$, $MW_{Ar} = 39.95$, $MW_{CO2} = 44$

Solution
الحل

Given
المعلوم

Gravimetric analysis and molecular weights of the gas mixture components,
Mass fractions:

التحليل الوزني والاوزان الجزيئية لخليط الغازات,
النسبة الكتلية لكل مكون:

$m.f_{N2} = 0.7551$, $m.f_{O2} = 0.2315$, $m.f_{Ar}$ 0.0128, $m.f_{CO2} = 0.0006$

Find
اوجد

MW_{air}, R_{air}

Assumptions
الافتراضات

Ideal gas mixture

خليط من الغازات المثالية

Analysis
التحليلات

$R_{mix} = \sum (m_i/m) R_i$ (Eqn. 10.30)

$R_i = \frac{R_o}{MW_i}$, (R_o = Universal gas constant ثابت الغازات العام = 8.314 kJ/kgK)

$R_{N2} = \frac{8.341}{28} = 0.2969$ kJ/kgK

$R_{O2} = \frac{8.341}{32} = 0.2598$ kJ/kgK

$R_{Ar} = \frac{8.341}{39.95} = 0.2081$ kJ/kgK

$R_{CO2} = \frac{8.341}{44} = 0.1889$ kJ/kgK

$R_{air} = \sum (m_i/m) R_i = \sum (m.f_i) R_i$, $m.f_i = m_i/m$ = mass fraction (الكسر الكتلي)

$R_{air} = \mathbf{0.}7551 \times 0.2969 + 0.2315 \times 0.2598 + 0.0128 \times 0.2081 + 0.0006 \times 0.1889$

$R_{air} = \underline{0.2871 \text{ kJ/kgK}}$

$MW_{mix} = \sum (m_i/m) MW_i$ (Eqn. 10.31)

$MW_{mix} = 0.7551 \times 28 + 0.2315 \times 32 + 0.0128 \times 39.95 + 0.0006 \times 44 = \underline{29.088}$

Comments

The value of the air gas constant is found to be 0.2871 kJ/kgK, very close to the value normally used which is 0.287 kJ/kgK. The molecular weight value is also close to 29.

الملاحظات

تشير النتيجة الى ان قيمة ثابت غاز الهواء تساوي (0.2871 kJ/kgK), وهي قريبة جدًا من القيمة المستخدمة, اي (0.287 kJ/kgK). كما ان قيمة الوزن الجزيئي مقاربة أيضًا من 29.

Example 10.3

A mixture of gases is compressed in a cylinder and piston device from 1 bar and 25°C to 2.2 MPa. The gas mixture consists of 2.5 kmol of carbon dioxide and 5 kmol of nitrogen. The compression proceeds according to the polytropic law $Pv^{1.3} = C$. Calculate the work done on the gas.

المثال 10.3

يُضغط خليط من الغازات في جهاز أسطوانة ومكبس من 1 بار و 25 درجة مئوية إلى (2.2 MP). يتكون خليط الغاز من (2.5 kmol) ثاني أكسيد الكربون و (5 kmol) نايتروجين. فاذا كان الانضغاط يحدث وفقًا لمعادلة العملية البوليتروبية ($Pv^{1.3} = C$), احسب الشغل المنجز على خليط الغازات.

$MW_{CO2} = 44$, $MW_{N2} = 28$

Solution

الحل

Given

المعلوم

$P_1 = 1$ bar = 100 kPa, $T_1 = (25+273)$ K, $P_2 = 2.2$ MPa, $n_{CO2} = 2.5$, $n_{N2} = 5$, $MW_{CO2} = 44$, $MW_{N2} = 28$

Find

اوجد

Polytropic work done on the mixture

الشغل البوليتروبي المبذول على الخليط

Assumptions

الافتراضات

The mixture consists of Ideal gasses

يتكون الخليط من غازات مثالية

Analysis

التحليلات

We first determine the final temperature of the mixture,

نوجد اولاً درجة الحرارة النهائية للخليط,

$$(T_2/T_1) = (P_2/P_1)^{(k-1)/k}$$

$$T_2 = (25+273) \times (2.2 \times 10^3/100)^{(1.3-1)/1.3} = 608.143 \text{ K}$$

$$W_{1\text{-}2(polytropic)} = \frac{P_1V_1 - P_2V_2}{k-1} \quad \text{(Eqn. 3.5)}$$

$$W_{mix} = \frac{P_1V_1 - P_2V_2}{k-1} = \frac{m.R_{mix}\,(T_1 - T_2}{k-1}, \qquad w_{mix} = \frac{R_{mix}\,(T_1 - T_2}{k-1}$$

$R_{mix} = \sum (m_i/m)\, R_i$ (Eqn. 10.30)

$m_{CO2} = n_{CO2}.MW_{CO2} = 2.5 \times 44 = 110$ kg

$m_{N2} = n_{N2}.MW_{N2} = 5 \times 28 = 140$ kg

$m_{mix} = m_{CO2} + m_{N2} = 110 + 140 = 250$ kg

$mf_{CO2} = 110/259 = 0.44$

$mf_{N2} = 140/250 = 0.56$

$R_{mix} = \sum (m_i/m)\, R_i = \sum mf_i\ R_i$, $R_i = R_o/MW_i$

$R_{mix} = 0.44 \times (8.314/44) + 0.56 \times (8.314/28) = 0.2494$ kJ/kgK

$$w_{mix} = \frac{R_{mix}\,(T_1 - T_{2)}}{k-1} = \frac{0.2494\ \ (298 - 608.143}{1.3\ -1} = \underline{-\ 257.832\ kJ/kg}$$

Comments

The negative sign indicates that the work is done on the system which is the gas mixture.

الملاحظات

تشير علامة السالب الى ان الشغل هو شغل مبذول على منظومة خليط الغازات.

Exercise Solve the example for

تمرين كرر الحل معتمداً

P_1= 1.2 bar =, T_1 = 30°C, P_2 = 2.5 MPa

Example 10.4

IF the compression in example 10.3 is isentropic from 1 bar to 1.2 MPa, determine the work done on the mixture and the change in entropy as a result of the compr $C_{P,\,CO2}$ = 0.846 kJ/kgK, $C_{P,\,N2}$ = 1.039 kJ/kgK

المثال 10.4

إذا كان الانضغاط في المثال (10.3) ايسنتروبياً من (1 bar) الى (1.2 MPa), حدد مقدار الشغل المبذول على الخليط وكذلك التغيير في الانتروبي الناتج عن عملية الانضغاط.

Solution

الحل

Given

P_1= 1 bar = 100 kPa, T_1 = (25+273) K, P_2 = 1.2 MPa, n_{CO2} = 2.5, n_{N2} = 5 , MW_{CO2} = 44, MW_{N2} = 28

$C_{P,\,CO2}$ = 0.846 kJ/kgK, $C_{P,\,N2}$ = 1.039 kJ/kgK

Find اوجد

w and Δs for reversible adiabatic compression of the gas mixture

(w) و (Δs) لانضغاط اديباتي انعكاسي لخليط الغازات

Assumptions الافتراضات

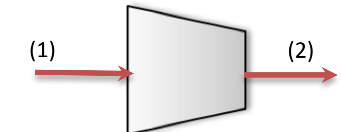
The mixture gases behave as a perfect gas

تسلك غازات الخليط سلوك الغازالتام

Analysis التحليلات

$w = (h_1 - h_2)$

$\Delta s = C_{P,\,mix} \ln \frac{T_2}{T_1} - R_{mix} \ln \frac{P_2}{P_1}$



$C_P - C_v = R$

For CO_2: $R_{CO2} = R_o/MW_{CO2} = 8.341/44 = 0.1889$ kJ/kgK

$0.846 - C_{v,\,CO2} = 0.1889$

$C_{v,\,CO2} = 0.657$ kJ/kgK

For N_2: $R_{N2} = R_o/MW_{N2} = 8.314/28 = 0.2969$ kJ/kgK

$1.039 - C_{v,\,N2} = 0.2969$

$C_{v,\,N2} = 0.742$ kJ/kgK

$C_{P,mix} = \sum (m_i/m)\, C_{P,i}$ (Eqn. 10.17)

$C_{P,mix} = mf_{CO2} \cdot C_{P,\,CO2} + mf_{N2} \cdot C_{P,\,N2}$, for (mf_i) values, we use the previous example. (نستخدم قيم mf_i من المثال السابق)

$C_{P,mix} = (0.44 \times 0.846) + (0.56 \times 1.039) = 0.9540$ kJ/kgK

$C_{v,mix} = (0.44 \times 0.657) + (0.56 \times 0.742) = 0.7046$ kJ/kgK

For isentropic compression, $Pv^{\gamma} = C$,للانضغاط الايسنتروبي

$\gamma = \frac{C_P}{C_v}$

$\gamma = \frac{0.9540}{0.7046} = 1.354$

$(T_2/T_1) = (P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma}$

$T_2 = (25+273) \times (1.2 \times 10^3/100)^{(1.354-1)/1.354} = 570.633$ K

$w = h_1 - h_2 = C_{P,mix} (T_1 - T_2) = 0.9540 (298 - 570.633) = \underline{-260.092 kJ/kgK}$

$R_{mix} = \sum(m_i/m) R_i \quad , \quad R_i = R_o/MW_i$

$R_{mix} = 0.44 \times (8.314/44) + 0.56 \times (8.314/28) = 0.2494$ kJ/kgK

$$\Delta s = C_{P,\,mix} \ln \frac{T_2}{T_1} - R_{mix} \ln \frac{P_2}{P_1} = 0.9540 \times \ln \frac{570.633}{298} - 0.2494 \times \ln \frac{1200}{100} = \underline{0.0 \text{ kJ/kgK}}$$

Comments

We notice that of change in entropy is equal to zero, because the compression is considered isentropic (reversible adiabatic compression at constant entropy).

الملاحظات

نجد أن مقدار التغير بالانتروبي يساوي صفراً, لاننا اعتبرنا الانضغاط انضغاطاً ايسنتروبياً, اي انضغاط ادياباتي انعكاسي بثبوت الانتروبي.

Exercise

Calculate the entropy change for polytropic compression in example 10.3.

تمرين

احسب مقدار التغير في الانتروبي لانضغاط بوليتروبي في المثال 10.3.

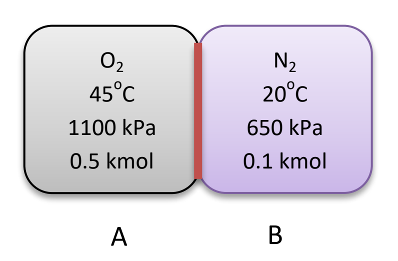
$C_{P,\,CO2} = 0.846$ kJ/kgK, $C_{P,\,N2} = 1.039$ kJ/kgK, $k = C_p/C_v$

Example 10.5

The two compartments A and B of a rigid vessel are separated by a partition as shown in the schematic. One compartment contains oxygen and the other compartment contains nitrogen.

المثال 10.5

يُفصل الجزأين (A) و (B) من الوعاء الصلب الجدران بواسطة حاجز بيني كما هو مبين في الرسم التخطيطي. ويحتوي احد الجزأين على الأوكسجين بينما يحتوي الجزء الآخر على النايتروجين.



$C_{P,\,O2} = 0.918$ kJ/kgK $\quad C_{P,\,N2} = 1.039$ kJ/kgK

Determine the final pressure of the gas mixture and the amount of heat transfer to the system surroundings after the removal of the partition. Tak the final temperature of the mixture to be is 28^oC.

اوجد مقدارالضغط النهائي لخليط الغاز وكمية انتقال الحرارة إلى محيط المنظومة بعد إزالة الحاجز. اتخذ درجة حرارة الخليط النهائية (28^oC).

Solution الحل

Given **المعلوم**

Information on the above schematic المعلوملت في الرسم التخطيطي اعلاه

Find **اوجد**

P_{total}, Q_{lost}

Assumptions **الافتراضات**

Perfect gas behavior تسلك الغازات سلوك الغاز التام

Analysis **التحليلات**

We determine the total volume from $PV = nR_oT$, $R_o = 8.314$ kJ/kgK

For compartment A: الجزء (A)

$P_{O2} \times V_A = n_{O2} \times R_O \times T_{O2}$

$1100 \times V_A = 0.5 \times 8.314 \times (45 + 273)$

$V_A = 1.2017\ m^3$

$m = n \times MW$

Mass of oxygen in A is, $m_{O2} = n_{O2} \times MW_{O2}$ كتلة الاوكسيجين,

$m_{O2} = 0.5 \times 32 = 16$ kg

$R_{O2} = R_o/MW_{O2} = 8.314/32 = 0.2598$ kJ/kgK

For compartment B: الجزء (B)

$P_{N2} \times V_B = n_{N2} \times R_o \times T_{N2}$

$650 \times V_B = 0.1 \times 8.314 \times (20 + 273)$

$V_B = 0.3747\ m^3$

Total volume $V_{total} = V_A + V_B = 1.2017 + 0.3747 = 1.5734\ m^3$ الحجم الكلي

$m_{N2} = n_{N2} \times MW_{N2} = 0.1 \times 28 = 2.8$ kg

$R_{N2} = R_o/MW_{N2} = 8.314/28 = 0.2969$ kJ/kgK

Total mass = 16 + 2.8 = 18.8 kg

For the final condition after removing the partition نطيق قانون الغاز المثالي على الخليط بعد ازالة الحاجز

$P_{total} V_{total} = m_{total} \times R_{mix} \times T_{mix}$

$R_{mix} = \sum (m_i/m) R_i$ (Eqn. 10.30)

$R_{mix} = (16/18.8) \times 0.2598 + (2.8/18.8) \times 0.2969 = 0.2653$ kJ/kgK

$P_{total} = [18.8 \times 0.2653 \times (28+273)] /1.5734 = \underline{954.162 \text{ kPa}}$

The constant volume heat lost is $Q_{lost} = U_2 - U_1$ الحرارة المفقودة بثبوت الحجم هي

$Q_{lost} = m_{total} \times C_{v, mix} \times T_{mix}) - (m_{O2} C_{v\,O2} T_{O2} + m_{N2} C_{v\,N2} T_{N2})$

$C_{v, mix} = C_{P, mix} - R_{mix}$

$C_{P,mix} = \sum (m_i/m) C_{P,i}$ (Eqn. 10.17)

$C_{P,mix} = (16/18.8) \times 0.918 + (2.8/18.8) \times 1.039 = 0.9360$ kJ/kgK

$C_{v, mix} = 0.9360 - 0.2653 = 0.670$ kJ/kgK

$C_{v, O2} = C_{P, O2} - R_{O2} = 0.918 - 0.2598 = 0.6582$ kJ/kgK

$C_{v, N2} = C_{P, N2} - R_{N2} = 1.039 - 0.2969 = 0.7421$ kJ/kgK

$Q_{lost} = [18.8 \times 0.670 \times (28 + 273)] - [16 \times 0.6582 \times (45 +273) + 2.8 \times 0.7421 \times (20 + 273)]$

$Q_{lost} = \underline{-166.344 \text{ kJ}}$

Comments

The negative sign indicates that the heat is lost from the system to the surroundings.

الملاحظات

تشير علامة السالب الى فقدان الحرارة من المنظومة الى محيطها.

Exercise Solve the example for 15 kg O_2 and 2.7 kg N_2.

تمرين كرر حسابات المثال للقيم التالية:
(15 kg O_2 and 2.7 kg N_2)

10.3 Gas–Vapour Mixtures

10.3 خلائط الغازات مع البخار

10.3.1 Air - Water Vapour Mixture

10.3.1 خليط الهواء وبخار الماء

Atmospheric air contains varying amounts of water vapour and it is therefore considered as a gas-vapour mixture. Otherwise, it is a gas mixture consisting of nitrogen, oxygen, carbon dioxide and traces of other gases. Air without water vapor is called **dry air**.

يحتوي الهواء الجوي على كميات متفاوتة من بخار الماء, لذا فهو يُعد خليط من الغازات والبخار.وبدون بخار الماء, فهو عبارة عن خليط من غازات النايتروجين والأوكسجين وثاني أكسيد الكربون وكميات صغية جداً من الغازات الآخرى, ويسمى الهواء بدون بخار الماء **الهواء الجاف**.

Generally speaking, atmospheric air can be considered as a mixture of two ideal gases, dry air and water vapor. Thus, the total pressure (P_{total}) is equal to the sum of the partial pressures of water vapor (p_v) and dry air (p_A).

عموماً, يمكننا اعتبار الهواء الجوي على أنه خليط من غازين مثاليين هما الهواء الجاف وبخار الماء, وعليه فإن الضغط إلكلي (P_{total}) يساوي مجموع الضغوط الجزئية لبخارالماء (p_v) وللهواء الجاف (p_A),

$$P_{total} = p_v + p_A \qquad (10.32)$$

If water vapour is treated as an ideal gas with constant specific heats (perfect gas), the enthalpy will be a function of temperature only, that is $h_v = h(T)$. Examining the below T-s diagram, we notice that the constant enthalpy lines coincide with the constant temperature lines in the superheat area at temperatures below 50°C.

إذا اعتبرنا بخار الماء غازاً مثالياً له حرارة نوعية ثابتة (اي انه غاز تام), فإن الانثالبي ستكون دالة لدرجة الحرارة فقط, ($h_v = h(T)$). وعندما نتفحص مخطط (T-s) في ادناه, نلاحظ أن خطوط الانثالبي الثابتة تتطابق مع خطوط درجة الحرارة الثابتة في منطقة البخار المحمص وذلك عندما تكون درجة الحرارة اقل من 50 درجة مئوية.

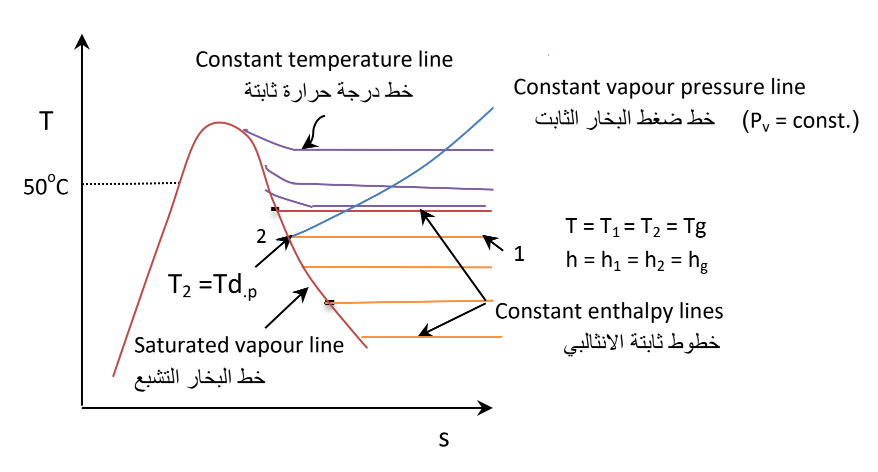


Figure 10.1 The T-s diagram for water vapour in the air

الشكل 10.1 مخطط (T-s) لبخار الماء الموجود في الهواء

It is also clear from Fig. 10.1, for any temperature on a constant enthalpy line, the temperatures are equal ($T = T_1 = T_2$). Since T_2 is located on the saturated vapour line, the enthalpy of vapour in the air h_v, is equal to the enthalpy of dry saturated water vapour h_g at T for low pressure values close to atmospheric pressure,

يتضح في الشكل (10.1) ايضاً, انه عند اي درجة حرارة تقع على أحد خطوط الانثالبي الثابتة تتساوى درجات الحرارة اي ($T = T_1 = T_2$). ولما كانت درجة الحرارة (T_2) تقع على خط البخار المشبع, لذا فإن انثالبي بخار الماء في الهواء (h_v) تساوي انثالبي بخار الماء المشبع الجاف (h_g) عند اي درجة الحرارة كانت (T) لقيم ضغط منخفضة قريبة من الضغط الجوي,

$$h_v(T, \text{low } P) \cong h_g(T) \qquad (10.33)$$

Cooling air at constant pressure results in condensation of water vapour at $T_{d.p}$ on the saturated vapour line, which is called the **dew point**.

يؤدي تبريد الهواء عند ضغط ثابت الى تكثيف بخار الماء عند درجة حرارة ($T_{d.p}$) الواقعة على خط البخار المشبع والتي تسمى **نقطة الندى**.

10.3.2 Humidity

Humidity is defined as *the concentration of water vapour in the atmospheric air*. The main source of vapour in the air is the evaporation of some of the water on Earth surface. Naturally, humidity depends on the prevailing atmospheric temperature and atmospheric pressure. One way to express humidity is to measure the ratio of the mass of water vapor (m_v) to the mass of dry air (m_A) in units (kg/kg). The ratio is called **humidity ratio** or **absolute humidity** or **specific humidity**, and is denoted by the symbol ω,

10.3.2 الرطوبة

تعرف **الرطوبة** *على انها تركيز بخار الماء الموجود في الهواء الجوي*. ويُعد تبخر الماء الموجود على سطح الارض المصدر الرئيسي لبخار الماء. وبطبيعة الحال, تعتمد كمية الرطوبة في الهواء على درجة حرارة الجو السائدة وعلى الضغط الجوي. ان احدى طرق تقدير الرطوبة هي النسبة النتاتجه عن قياس كتلة بخار الماء (m_v) وتقسيمها على كتلة الهواء الجاف (m_A) بوحدات (kg/kg), حيث تسمى هذه النسبة **نسبة الرطوبة** او **الرطوبة المطلقة** أو **الرطوبة النوعية**, ويشار إليها بالرمز ω,

$$\omega = \frac{m_v}{m_A} = \frac{p_v\, V/R_v T}{p_A\, V/R_A T} = \frac{p_v\,/R_v}{p_A\,/R_A} = 0.622\ \frac{p_v}{p_A} \qquad (10.34)$$

The subscript v refer to vapour and A to dry air

Another way to express the amount of water vapour in atmosphere is the **Relative humidity**, demoted ∅,. It is defined as *the ratio of the mass of water vapour (m_v) in air to the maximum amount of vapour the air can potentially hold at the same temperature (m_g)*,

يشير الحرف v الى البخار, والحرف A إلى الهواء الجاف.

تُعد **الرطوبة النسبية**, رمزها ∅, طريقة أخرى لتحديد كمية بخار الماء الموجود في الغلاف الجوي. وتُعَرف الرطوبة النسبية على أنها *نسبة كتلة بخار الماء (m_v) في الهواء إلى أقصى كمية بخار يمكن أن يحتفظ بها الهواء عند نفس درجة الحرارة (m_g)*,

$$\varnothing = \frac{m_v}{m_g} \qquad (10.35)$$

It is a well-known fact that the moisture content has an effect on the comfort of people. Higher humidity means less oxygen available to breathe as well as warmer weather.

Note that the weather report usually quotes the relative humidity as a percentage ranges between 0% and 100%; a relative humidity of 100% means air is saturated with water vapour. Relative humidity can be expressed in terms of partial pressures as follows

من المعروف ان كمية الرطوبة في الهواء تؤثر سلباً على راحة الانسان, لان الرطوبة العالية تعني نقص في الأوكسجين المتاح للتنفس, بالاضافة الى جعل الطقس اكثر دفئاً.

تجدر الملاحظة بأن تقارير الطقس تشيرعادة الى الرطوبة النسبية كنسبة مئوية تتراوح بين 0% و 100%, حيث تعني الرطوبة النسبية البالغة 100٪ أن الهواء اصبح مشبعاً ببخار الماء. يمكن صياغة الرطوبة النسبية بدلالة الضغوط الجزئية على النحو التالي

$$\varnothing = \frac{m_v}{m_g} = \frac{p_v\, V/R_v T}{p_g\, V/R_v T} = \frac{p_v}{p_g} = \frac{\omega\, P}{(0.622+\omega)p_g} \qquad (10.36)$$

p_v = Vapour pressure at T

P_g = **Saturated vapour pressure** at T

(p_v) = ضغط البخار عند درجة الحرارة (T)

(P_g) = **ضغط البخار المشبع** عند درجة الحرارة (T)

Example 10.6

المثال 10.6

The air in a room has a relative humidity of 55% at 20°C and 1 atm. The volume of the room is 125 m^3. Determine the specific humidity of the air and the mole fraction of the water vapour.

بلغت الرطوبة النسبية للهواء في غرفة معينة 55٪ عند 20 درجة مئوية و 1 ضغط جوي. اذا كان حجم الغرفة يساوي ($125\ m^3$), حدد مقدار رطوبة الهواء النوعية والكسر المولي لبخار الماء.

Solution

الحل

Given **المعلوم**

$\phi = 0.55$, $T = 20°C$, $P_{total} = 1$ atm = 101 .325 kPa, $V = 125\ m^3$, $R_{air} = 0.287$ kJ/kgK

Find **اوجد**

ω , y_v

Assumptions **الافتراضات**

Dry air and water vapour in the room are ideal gases

يُعد الهواء الجاف وبخار الماء في الغرفة غازات مثالية

Analysis **التحليلات**

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{p_v}{p_g} \qquad \text{(Eqn. 10.36)}$$

Saturation pressure at 20°C = () = 20°C ضغط البخار المشبع عند

From the saturated water –temperature table (p_g = 2.3392 kPa) من جداول بخار الماء المشبع

$p_v = \phi \times p_g = 0.55 \times 2.3392 = 1.2865$ kPa

$$P_{total} = p_v + p_A \qquad \text{(Eqn.10. 32)}$$

$p_A = P_{total} - p_v = 101.325 – 1.2865 = 100.038$ kPa

$$\omega = \frac{m_v}{m_A} = \frac{p_v\,V/R_vT}{p_A\,V/R_AT} = \frac{p_v\,/R_v}{p_A\,/R_A} = 0.622\,\frac{p_v}{p_A} \qquad \text{(Eqn. 10.34)}$$

$\omega = 0.622\,\frac{p_v}{p_A}$ = 0.622 x1.2856/100.038 = <u>0.008 kg water vapour/kg of dry air</u>

The mole fraction of vapour is $y_v = n_v/(n_v + n_A)$ الكسر المولي لبخار الماء هو

$n_v = m_v/MW_{H2O}$, $n_A = m_A/MW_{air}$

$m_A = (P_{total}.V)/(R_{air}\,T)$ (ideal gas law قانون الغازات المثالية)

m_A = 101.325 x 150/[0.287 x (20 +273)] = 180.741 kg

$n_A = m_A/R_A = 180.741 / 29 = 6.232$ kmol

$m_v = \omega \times m_A = 0.008 \times 180.741 = 1.4459$ kg

$n_v = 1.4459/18 = 0.08$ kmol

$y_v = 0.08/(0.08 + 6.232) = \underline{0.0126}$

Comments

The mole fraction indicates that air in the room at 20°C contains 1.2% water vapour by volume.

!0.3.3 Dry and Wet Bulb Temperature

The temperature of air measured by a mercury thermometer is known as the **dry bulb temperature** $T_{d\text{-}b}$. It is actually the temperature of ambient air without moisture. On the other hand, the **wet bulb temperature** $T_{w\text{-}b}$ is measured by a thermometer with its bulb covered by a wet wick and exposed to a stream of air. As air passes over the wet wick, it picks up moisture and the temperature drops due to evaporation of water. After a while the temperature reading remains unchanged because air becomes saturated. The steady state saturation temperature reading is taken as the wet bulb temperature. The wet bulb temperature is used to determine the specific humidity of air. Note that, the dry bulb temperature is always higher than the wet bulb temperature.

We defined the **dew point temperature** as the temperature at which condensation of water vapour *begins when air is cooled at constant pressure*. Dew formation at night is common on cold humid nights as the water vapour condenses on cold surfaces. Note that, as air is cooled down at constant pressure, the vapour pressure also remains constant. The temperature drops down to the dew point temperature at the intersection of the vapour pressure line and the saturated vapour line. The dew point temperature $T_{d.p}$ is indicated on the T-s diagram of Fig. 10.1.

الملاحظات

تشير قيمة الكسر المولي الى ان الهواء يحتوي على كمية من بخار الماء بنسبة حجمية قدرها 1.2 %.

10.3.3 درجة حرارة البصيلة الجافة والرطبة

تُعرف درجة حرارة الهواء المقاسة بواسطة المحرار او الثرمومتر الزئبقي **بدرجة حرارة البصيلة الجافة** ($T_{d\text{-}b}$). وهي في الواقع درجة حرارة الهواء الجوي بدون الرطوبة. من ناحية اخرى, تُقاس **درجة حرارة البصيلة الرطبة** ($T_{w\text{-}b}$) بواسطة محرار تكون بصيلته مغطاة بفتيل مبلل. يلتقط الهواء الرطوبة عند مروره فوق الفتيل الرطب فتنخفض درجة الحرارة بسبب تبخر الماء. وبعد فترة معينة تبقى قراءة المحرار دون تغيير لأن الهواء اصبح مشبعًا. وعند بلوغ حالة التشبع تُسجل قراءة المحرار لدرجة الحرارة المستقرة التي تمثل درجة حرارة البصيلة الرطبة للهواء. تستخدم درجة حرارة البصيلة الرطبة لتحديد الرطوبة النوعية في الهواء. وتجدر الاشاره الى ان درجة حرارة البصيلة الجافة تكون دائمًا أعلى من درجة حرارة البصيلة الرطبة.

لقد عرفنا **درجة حرارة نقطة الندى** على انها درجة الحرارة التي يبدأ فيها تكثف بخار الماء عند تبريد الهواء بضغط ثابت. ومن المعروف ان تكوين الندى ليلًا هو امر شائع في الليالي الباردة الرطبة, حيث يتكثف بخار الماء على الأسطح الباردة. لاحظ, عندما يبرد الهواء تحت ضغط ثابت يبقى ضغط البخار ثابتًا أيضًا وتنخفض درجة الحرارة الى نقطة الندى المحددة في تقاطع خط ضغط البخار مع خط البخار المشبع. انظر الشكل (10.1), حيث ان درجة حرارة نقطة الندى هي ($T_{d.p}$) المثبتة على مخطط (T-s).

10.3.4 Adiabatic Saturation and Humidity

Specific humidity and relative humidity are usually measured indirectly. For example, the dew point can be used to determine the vapour pressure and then calculate the relative humidity by equation 10.36. However, this method is difficult to implement due to the impractical measurement of dew point. The alternative method is based on **adiabatic saturation** of air. The setup is illustrated in Fig. 10.2.

10.3.4 التشبع الاديباتي وقياس الرطوبة

عادة ما تُقاس الرطوبة النوعية والرطوبة النسبية بشكل غير مباش, فعلى سبيل المثال, يمكن استخدام نقطة الندى لتحديد ضغط البخار ومن ثم حساب الرطوبة النسبية بواسطة المعادلة (10.36). لكن, يصعب تطبيق هذه الطريقة بسبب صعوبة قياس نقطة الندى. وعليه تستخدم طريقة بديلة تستند الى عملية **التشبع الاديباتي** للهواء. يوضح الشكل (10.2) تفاصيل الجهاز المستخدم لهذه الطريقة.

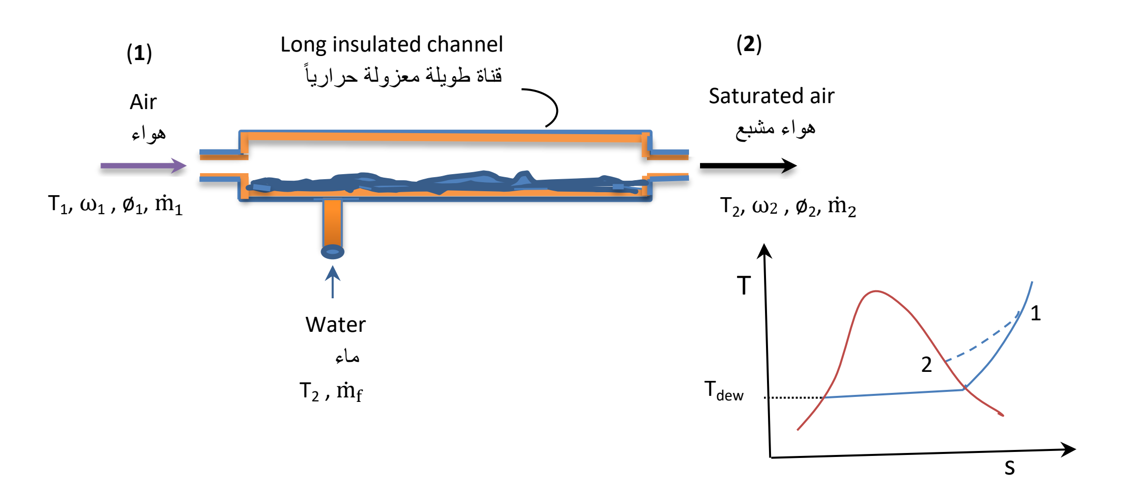


Figure 10.2 Experimental setup of adiabatic saturation

الشكل 10.2 الجهاز المختبري لطريقة التشبع الاديباتي

A stream of air at a temperature T_1 with a relative humidity ϕ_1 is passed through a long insulated channel containing water. Some water evaporates and gets mixed with the air. As the air picks up moisture, its temperature decreases. The air approaches saturation and exits at T_2 and relative humidity ϕ_2 which is equal to 100%. The exit temperature T_2 is known as the **adiabatic saturation temperature**. Obviously, the process is adiabatic, because the channel is thermally insulated.

يُمرر تيار من الهواء درجة حرارته (T_1) ورطوبته النسبية (ϕ_1) في قناة طويلة معزولة حرارياً تحتوي على الماء. يتبخر بعض الماء ويختلط بالهواء. تؤدي عملية التقاط الهواء للرطوبة الى انخفاض تدريجي في درجة حرارته. يقترب الهواء من التشبع فيخرج بدرجة حرارة (T_2) ورطوبة نسبية (ϕ_2) تساوي 100٪. تُسمى درجة حرارة خروج الهواء المشبع (T_2) **درجة حرارة التشبع الادياباتي**. وبطبيعة الحال تكون هذه العملية ادياباتية لان القناة معزولة حرارياً.

To develop an equation for the specific humidity, we first conduct an energy balance on the system based on eqn. 4.34,

وقبل ان نشتق معادلة لتقييم الرطوبة النوعية, نقوم اولاً باجراء موازنة الطاقة للمنظومة استناداً الى المعادلة (4.36),

$$q - w = \left[h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g\,(z_2 - z_1)\right] \qquad \text{(Eqn. 4.36)}$$

In this experiment, the kinetic energy, potential energy, q and w, are all negligible, thus

في هذه التجربة يُهمل كل من الطاقة الحركية والطاقة الكامنة والحرارة (q) و الشغل (w), فتُختصر المعادلة الى,

$$h_1 = h_2$$

$h_1 = h_{v1} + h_{A1} + h_{f2}$, $h_2 = h_{v2} + h_{A2}$ (v for vapour and A for dry air)

$$h_{v1} + h_{A1} + h_{f2} = h_{v2} + h_{A2} \qquad (10.37)$$

Equation 10.37 is based on 1 kg of dry air and 1kg for vapour.

تستند المعادلة (10.37) الى (1 kg) من الهواء الجاف والى (1 kg) من البخار.

Considering flow rates: وباعتماد معدلات الجريان نحصل على:

$$\dot{m}_{v1} \cdot h_{v1} + \dot{m}_{A1} \cdot h_{A1} + \dot{m}_{f2} \cdot h_{f2} = \dot{m}_{v2} \cdot h_{v2} + \dot{m}_{A2} \cdot h_{A2} \qquad (10.38)$$

Mass balance on air and water vapour, نجري موازنة الكتلة على الهواء وبخار الماء,

$\dot{m}_{A1} = \dot{m}_{A2} = \dot{m}_A$, $\dot{m}_{v1} + \dot{m}_f = \dot{m}_{v2}$

Divide equation 10.38 by $\dot{m}_A$, نقسم المعادلة (10.38) على $\dot{m}_A$,

$$(\dot{m}_{v1}/\dot{m}_A)\, h_{v1} + (\cancel{\dot{m}_{A1}/\dot{m}_A}) \cdot h_{A1} + (\dot{m}_f/\dot{m}_A) \cdot h_{f2} = (\dot{m}_{v2}/\dot{m}_A) \cdot h_{v2} + (\cancel{\dot{m}_{A2}/\dot{m}_A}) \cdot h_{A2}$$

$$\omega_1 h_{v1} + h_{A1} + [(m_{v2} - m_{v1})/\dot{m}_A]\,(h_{f2}) = \omega_2 h_{v2} + h_{A2}$$

$$\omega_1 h_{v1} + h_{A1} + h_{f2}\,(\omega_2 - \omega_1) = \omega_2 h_{v2} + h_{A2}$$

$h_{v1} \cong h_{g1}$ and $h_{v2} = h_{g2}$

h_g is the dry saturated vapour enthalpy located on the vapour saturation line, substitute:

يمثل الرمز (h_g) الانثالبي للبخار المشبع الجاف الواقعة على خط التشبع للبخار, وبالتعويض:

$$h_{f2}\,(\omega_2 - \omega_1) + \omega_1 h_{g1} + h_{A1} = h_{A2} + \omega_2 h_{g2}$$

Assuming perfect gas behavior: وبافتراض ان كل من الهواء وبخار الماء يسلك سلوك الغاز التام:

$$h_{f2}\,(\omega_2 - \omega_1) + \omega_1 h_{g1} + C_p T_1 = C_P T_2 + \omega_2 h_{g2}$$

$$h_{f2}\,\omega_2 - h_{f2}\,\omega_1 + \omega_1 h_{g1} = C_p\,(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{g2}$$

$$h_{f2}\,\omega_2 - h_{f2}\,\omega_1 - \omega_2 h_{g2} + \omega_1 h_{g1} = C_p\,(T_2 - T_1)$$

$$\omega_1 h_{g1} - h_{f2}\,\omega_1 - (\omega_2 h_{g2} - h_{f2}\,\omega_2) = C_p\,(T_2 - T_1)$$

$h_{g2} - h_{f2} = h_{fg2}$, thus

$$\omega_1 = \frac{C_P(T_2 - T_1) + h_{fg2}\,\omega_2}{h_{g1} - h_{f2}} \qquad (10.39)$$

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{p_v\,V/R_vT}{p_g\,V/R_vT} = \frac{p_v}{p_g} = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega)p_g} \qquad \text{(Eqn. 10.36)}$$

$$\phi_1 = \frac{\omega_1\,P}{(0.622 + \omega_1)\,p_{g1}} \qquad (10.40)$$

$$\omega = \frac{m_v}{m_A} = 0.622\,\frac{p_v}{p_A} \qquad \text{(Eqn. 10.34)}$$

$$\therefore \quad \omega = 0.622\,\frac{p_v}{P - p_v} = 0.622\,\frac{\phi\,p_g}{P - \phi\,p_g} \qquad (10.41)$$

At saturation, $\phi = 1$, thus,

$$\omega = 0.622\,\frac{p_g}{P - p_g} \qquad (10.42)$$

Pg = Saturation pressure which is the vapour pressure of air at the saturation temperature.

(Pg) = ضغط التشبع اي ضغط بخار الهواء عند درجة حرارة التشبع.

Applying rquation10.41 to the adiabatic saturation: وبتطبيق المعادلة 10.42 على حالة التشبع الاديباتي:

$$\omega_2 = 0.622\,\frac{p_{g2}}{P - p_{g2}} \qquad (10.43)$$

p_{g2} = the saturation pressure at T_2 (p_{g2}) = الضغط المشبع عند درجة الحرارة

Thus, we can now determine the specific (absolute humidity) for air ω_1 from equation 10.39. The saturated air specific humidity ω_2 is first calculated by equation 10.43. The relative humidity can be found using equation 10.40.

It is impractical to use the adiabatic saturation set up to measure the temperature T_2. Consequently, the wet bulb temperature is taken as the saturation temperature T_2. Thus, the process of measuring the temperature by the wet bulb thermometer is considered adiabatic. Obviously, T_1 is the dry bulb temperature.

وهكذا يمكننا الآن تحديد قيمة الرطوبة النوعية (الرطوبة المطلقة) للهواء (ω_1) من المعادلة (10.39), حيث ينبغي أولاً حساب الرطوبة اللنوعية للهواء المشبع (ω_2) باستخدام المعادلة (10.43). كما يمكن إيجاد قيمة الرطوبة النسبية باستخدام المعادلة (10.40).

يُعد استخدام التشبع الاديباتي لقياس درجة الحرارة (T_2) طريقة غيرعملية. ولهذا السبب, يمكن اتخاذ درجة حرارة البصيلة الرطبة على أنها درجة حرارة التشبع (T_2). وبالتالي يمكن اعتبارعملية قياس درجة الحرارة بواسطة محرار البصيلة الرطبة عملية اديباتية. وبطبيعة الحال, أن (T_1) هي درجة حرارة البصيلة الجافة.

Example 10.7

المثال 10.7

The dry bulb and wet bulb temperatures of air at atmospheric pressure are 30°C and 20°C respectively. Determine the specific humidity, relative humidity and enthalpy of air.

اذا علمت ان درجتي حرارة البصيلة الجافة والبصيلة الرطبة للهواء عند الضغط الجوي هي 30 درجة مئوية و 20 درجة مئوية على التوالي. احسب الرطوبة النوعية والرطوبة النسبية ومقدار انثالبي الهواء.

C_P = 1.005 kJ/kgK

Solution

الحل

Given

المعلوم

$T_2 = T_{d.b} = 30^oC$, $T_1 = T_{w.b} = 20^oC$, P = 101.325 kPa, C_p = 1.005 kJ/kgK

Find

اوجد

ω, ϕ, h_A

Assumptions

الافتراضات

Perfect gas behavior

تسلك الغازات سلوك الغازت التامة

Analysis

التحليلات

We use equations 10.39 and 10.43 to determine ω_1 and ω_2,

نستخدم المعادلات (10.39) و (10.43) لتحديد قيم الرطوبة النوعية (ω_1) و (ω_2),

$$\omega_1 = \frac{C_P(T_2 - T_1) + h_{fg2}\,\omega_2}{h_{g1} - h_{f2}} \qquad \text{(Eqn.10.39)}$$

$$\omega_2 = 0.622\,\frac{p_{g2}}{P - p_{g2}} \qquad \text{(Eqn.10.43)}$$

p_{g2} is the saturation pressure at the wet bulb temperature T_2 (ضغط التشبع)

p_{g2} at 20°C from the saturated water-temperature tables = 2.3392 kPa

(استخرجت قيمة ضغط التشبع من جداول بخار الماء المشبع)

$$\omega_2 = 0.622\,\frac{2.3392}{101.325 - 2.3392} = 0.01469 \text{ kg water vapour/kg dry air}$$

From the same tables:

ومن نفس جداول بخار الماء المشبع نحصل على:

h_{fg2} at 20°C = 2453.5 kJ/kg

h_{g1} at 30°C = 2429.8 kJ/kg, h_{f2} at 20°C = 2429.8 kJ/kg

h_{f2} = 83.195 kJ/kg

$$\omega_1 = \frac{1.005(20-30)+2453.5 \text{ x } 0.01469}{2429.8 - 83.195}$$ = 0.01108 kg water vapour/kg dry air.

The relative humidity is determined by equation (10.40) نقييم الرطوبة النسبية باستخدام المعادلة

$$\emptyset_1 = \frac{\omega_1 \text{ P}}{(0.622 + \omega_1) \text{ p}_{g1}} \quad \text{(Eqn.10.40)}$$

$$\emptyset_1 = \frac{0.01108 \text{ x } 101.325}{(0.622 + 0.01108) \text{ } 4.2469}$$ = 0.4175 or 41.7555%

The enthalpy of atmospheric air = Enthalpy of dry air + Enthalpy of water vapour

انثالبي الهواء الجوي = انثالبي الهواء الجاف + انثالبي بخار الماء

$H = H_A + H_v = m_A h_A + m_v h_v$

Divide by m_A نقسم على

$H/m_A = h$ (kJ/kg dry air) $= h_A + \frac{m_v}{m_g} h_v$

$h = h_A + \omega h_v$

$(h_v \cong h_g)$

$$h = h_A + \omega h_g \quad (10.44)$$

$h_1 = h_{A1} + \omega_1 h_{g1}$

$h_1 = C_P (T_1 - 273) + \omega_1 h_{g1}$ Reference temperature is (0.0°C or 273 K) درجة الحرارة المرجعية هي

$h_1 = h_A = 1.005 \text{ x } (30 + 273 - 273) + 0.01108 \text{ x } 2429.8 =$ 58.821 kJ/kg dry air

Exercise Solve the example for $T_2 = T_{d.b} = 35^oC$, $T_1 = T_{w.b} = 25^oC$

تمرين كرر حل المثال معتمداً

10.3.5 Psychometric Charts

10.3.5 المخطط السايكومتري

The **psychometric chart** is a tool used to determine the properties of air-water vapour mixtures. In Fig. 10.3, the specific humidity is plotted against the dry bulb temperature for different value of relative humidity, enthalpy and specific volume at atmospheric pressure.

يُعد **المخطط السايكومتري** أداة تُستخدم لتحديد خواص خلائط الهواء ببخار الماء, ففي الشكل (10.3) تم رسم منحنى للرطوبة النوعية مقابل درجة حرارة البصيلة الجافة لقيم مختلفة من الرطوبة النسبية والانثالبي والحجم النوعي عند الضغط الجوي.

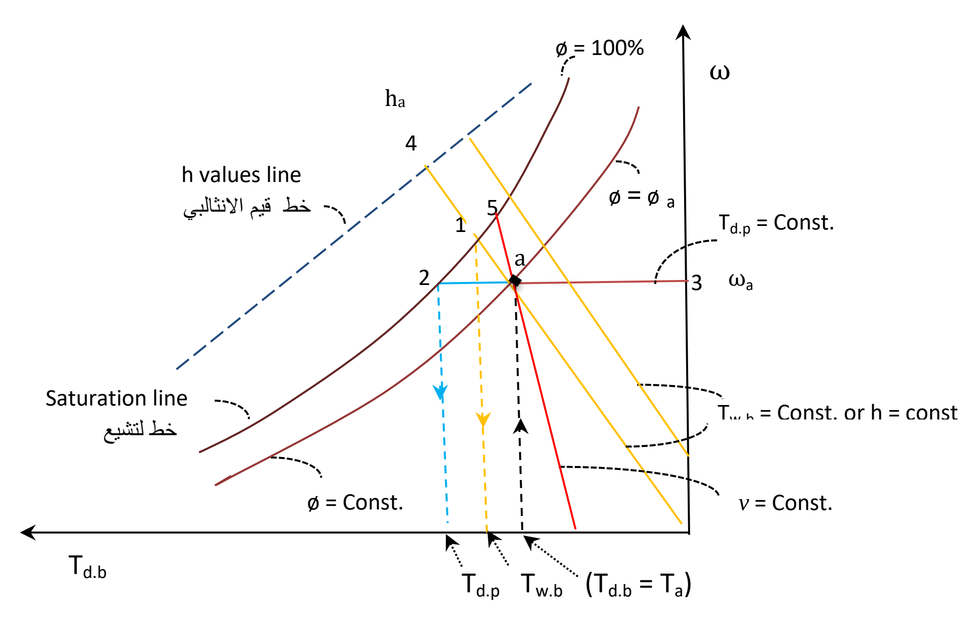


Figure 10.3 Components of the psychometric chart

الشكل 10.3 مكونات المخطط السايكومتري

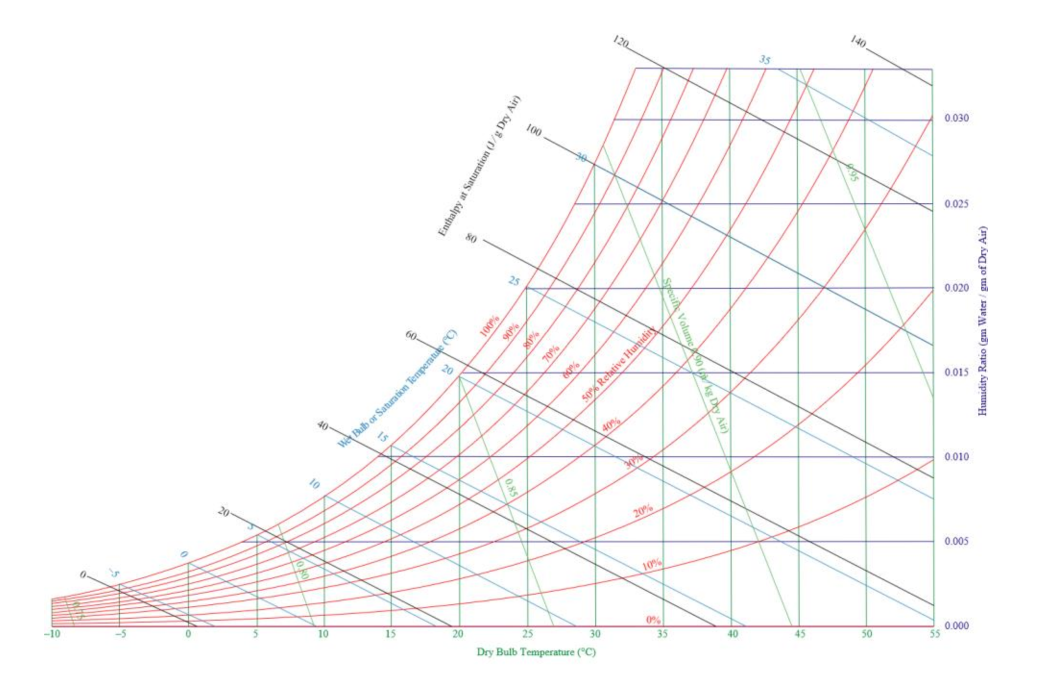


Figure 10.4 A sample of atypical psychometric chart published by Arthur Ogawa from Wikipedia.

الشكل 10.4 نموذج من مخطط سايكومتري نشره الباحث ارثر اوكاوا من موسعة ويكيبيدية

Figure 10.4 shows the full psychometric chart. Many versions are available in literature and online

يوضح الشكل (10.4) المخطط السايكومتري الكامل, حيث يتوفر العديد من اصدارات المخطط في المراجع العلمية وعلى الإنترنت.

Let us now consider the point (a) on Fig 10.3, it is defined by a given value of the dry bulb temperature T_a and a given relative humidity ϕ_a. At point a, we can determine the wet bulb temperature on the saturation line at point 1. The dew point at 2, the specific humidity at point 3, the enthalpy at 4 and the specific volume is at 5, the intersection of a constant specific volume line with the saturation line. Thus we can make use of the psychometric diagram to estimate the properties of air.

دعونا الآن نتأمل النقطة (a) في الشكل (10.3) التي تم تحديدها بقيمة معينة لدرجة حرارة البصيلة الجافة (T_a) وقيمة معينة من الرطوبة النسبية (ϕ_a). فاستناداً الى النقطة (a), يمكننا تحديد درجة حرارة البصيلة الرطبة عند النقطة 1, ونقطة الندى عند النقطة 2, والرطوبة النوعية عند النقطة 3, والانثالبي عند النقطة 4, والحجم النوعي في تقاطع خط الحجم النوعي الثابت مع خط التشبع عند النقطة 5. وهكذا يمكننا الاستفادة من المخطط السايكومتري لتقدير خواص الهواء, وسنوضح ذلك في المثال القادم.

Example 10.8

المثال 10.8

If the dry bulb temperature of air 30°C, and the relative humidity 80%, find the wet bulb temperature, the dew point and the enthalpy from the psychometric chart.

اذا علمت ان درجة حرارة البصيلة الجافة للهواء تساوي 30 درجة مؤية, والرطوبة النسبية 80٪, استخدم المخطط السايكومتري لتقدير قيم كل من درجة حرارة البصيلة الرطبة ونقطة الندى والانثالبي.

Answer:

الجواب:

$$T_{w.b} = 27^{o}C,\ T_{d.p} = 26^{o}C,\ h = 85.5\ kJ/kg,\ \omega = 0.022$$

Comments

الملاحظات

The answer may slightly vary according to the version of the psychometric chart used. Solve for dry bulb temperature of 25°C.

قد تختلف الإجابة قليلاً وفقًا لنسخة المخطط السايكومتري المستخدمة في الحل. كرر الحل لدرجة حرارة بصيلة جافة تساوي (25°C)

10.3.6 Air Conditioning

10.3.6 تكيف الهواء

People feel comfortable in an acceptable environment which is neither cold or hot and not too humid. The comfort conditions for human beings are determined within a dry bulb temperature between 22°C and 27°C, a relative humidity between 40% and 60%. The conditions are shown in Fig. 10. 5 defined by the area (ABCD) which is known as the **comfort zone**. The zone may not exist naturally and therefore **air conditioning** is required to achieve the desired temperature and humidity value. Air conditioning processes may include either heating or cooling atmospheric air, with or without, humidification or dehumidification. In most cases, only one or two of the processes are required. If humid air is cooled it gets saturated, and further cooling

يشعر الانسان بالراحة في بيئة معتدلة بحيث تكون ليست باردة ولا ساخنة وقليلة الرطبة. ومن المعروف أن ظروف الراحة للبشر تتحدد عند درجة حرارة بصيلة جافة تتراوح بين 22 درجة مئوية و 27 درجة مئوية, ورطوبة نسبية بين 40٪ و 60٪. يوضح الشكل (10. 5) هذه الظروف المحددة بالمساحة (ABCD) والتي تعرف بأسم **منطقة الراحة**. وقد لا تكون الظروف المريحة متوفرة بشكل طبيعي, مما يتطلب **تكييف الهواء** لتحقيق درجة الحرارة المقبولة والرطوبة المناسبة. وتشمل عمليات التكييف اما تسخين الهواء الجوي أو تبريده, بالاضافة الى ترطيبه (زيادة رطوبة الهواء), او إزالة الرطوبة منه. وفي اغلب الأحيان, لا يتطلب الامر سوى عملية واحدة أو اثنتين من عمليات التكيف.عندما يبرد الهواء علي الرطوبة, تنخفض درجة حرارته لحين تشبعه, ويؤدي التبريد اللاحق

causes condensation of the water vapour, which can be removed from the system. Heating may be required achieve the appropriate temperature.

الى انخفاض درجة حرارة الهواء وتكثف البخار الى ماء الذي يمكن ازاحته من المنظومة. وقد يتطلب الهواء التسخين لتحقيق درجة الحرارة المناسبة.

Figure 10.5 The comfort zone **الشكل 10.5** منطقة الراحة

So, any climatic state outside the comfort zone would require one or more of the air conditioning processes to maintain comfortable ambient conditions.

اذن, أي حالة مناخية تقع خارج حدود منطقة الراحة ستتطلب واحدة أو أكثر من عمليات تكييف الهواء للحفاظ على ظروف المحيط الجوي المريحة.

For heating homes, we are familiar with electric air heaters to warm cold and dry ambient air, with the possibility of including humidification.

فيما يخص تدفئة المنازل, اعتدنا على استخدام سخانات الهواء الكهربائية لتدفئة الهواء البارد والجاف مع إمكانية تضمين عملية ترطيب الهواء.

For cooling and reducing moisture content in a relatively hot and humid summer, running chilled water inside pipes or coils can be used. Additionally, conventional air conditioning units that operate on the refrigeration cycle are widely used in homes and in industry.

اما في ظروف الصيف الحار والرطب نسبياً, فيمكن استخدام انابيب أو ملفات تنقل مياه مبردة لخفض درجة حرارة الهواء الجوي وإزالة بعض الرطوبة منه. هذا بالإضافة إلى وحدات تكييف الهواء التقليدية التي تعمل على اساس دورة التثليج والتي تُستخدم بكثرة في المنازل والمصانع.

Another cooling method worth mentioning is the **evaporative cooling**. Evaporative coolers work in dry climates on the principle of evaporating water by a stream of air. The **latent heat of vaporization** is extracted from the water as well as from the air. As a result, the air and water get cooled during the process of evaporation. Evaporative coolers cost less than air conditioning units and consume less energy to operate.

هناك طريقة تبريد اخرى جديرة بالذكر هي **التبريد التبخيري**. تعمل المبردات التبخيرية في المناخات الجافة على مبدأ تبخير الماء بواسطة تيار من الهواء. وتُستخلص **الحرارة الكامنة للتبخير** من الماء والهواء, ونتيجة لذلك يبرد كل من الهواء والماء اثناء عملية التبخير. تكون كلفة تصنيع المبردات التبخيرية أقل من وحدات تكييف الهواء, وكذلك تستهلك طاقة اقل لتشغيلها.

The ambient temperature can be reduced by 5 to 15°C by this method. The process is similar to adiabatic saturation. Thus, the cooling process can be followed along one of the constant wet bulb temperature lines on the psychometric chart.

وبهذه الطريقة, يمكن تقليل درجة الحرارة المحيط االجوي بمقدار 5 إلى 15 درجة مئوية. ولما كانت هذه العملية تشبه عملية التشبع الاديباتي, فيمكن تتبع التبريد التبخيري في المخطط السايكومتري على امتداد طول احد خطوط درجة حرارة البصيلة الرطبة الثابتة.

Cooling towers in refineries and industrial factories are tall structures that operate on the principle of evaporative cooling. The purpose of cooling tower is to reduce the temperature of the warm water exiting the heat exchangers. The tower operates by spraying warm water in a counter flow to the air stream moving up the tower. A small amount of water evaporates in the lower section of the tower by the ascending air stream and cools the descending water. The water leaves the bottom of the tower at a lower temperature and gets recycled for cooling purposes in the plant. The air picks up heat from the descending water in the upper section of the tower, and leaves the top of the tower as saturated at relatively higher temperature. For a comprehensive description of air conditioning systems, you may consult the relevant literature.

تُعد **أبراج التبريد** في المصافي والمعامل الصناعية منشئات عالية تعمل بمبدأ التبريد التبخيري. والغرض من برج التبريد هوتخفيض درجة حرارة الماء الدافئ الخارج من المبادلات الحرارية لاعادة استخدامه. يشتغل البرج عن طريق رش الماء الدافئ من الاعلى في تدفق معاكس لتيار الهواء المتجه الى اعلى البرج. تتبخر كمية صغيرة من الماء في تيار الهواء الصاعد مما يؤدي الى تبريد الماء المتجه نحو الاسفل. يخرج الماء من قاع البرج عند درجة حرارة منخفضة فيعاد تدويره إلى لاغراض التبريد في المصنع. يكتسب الهواء الحرارة من المياه الهابطة في الجزء العلوي من البرج, ويخرج من الجزء العلوي للبرج كهواء مشبع ببخار الماء عند درجة حرارة عالية نسبياً. ننصح بمراجعة المصادر ذات الصلة للحصول على وصف شامل لأنظمة ومعدات تكييف الهواء.

Example 10.9

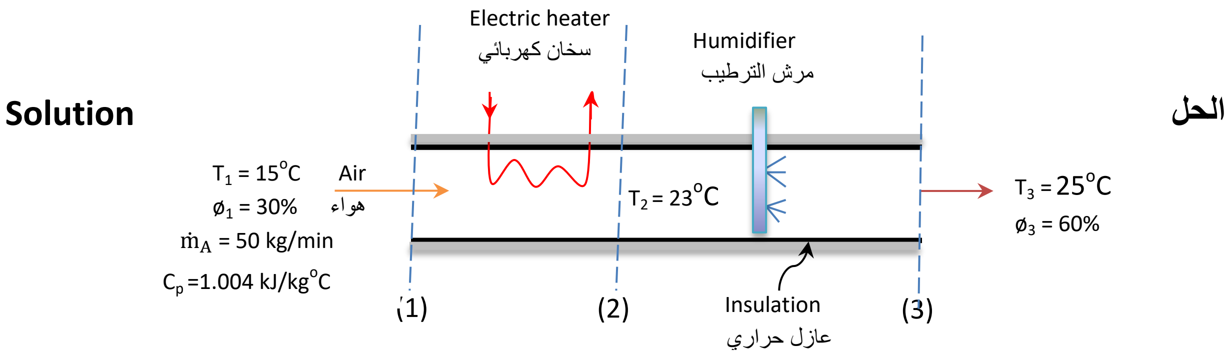
Atmospheric air at 1 bar is heated from 15 to 25°C in an electric tubular heater. The air is first heated to 23°C by the heating coil. The heater includes a humidifier to raise the relative humidity of the air from 30% to 60%. If the air flow rate is 50 kg/min, calculate (a) the rate of heat supply and (b) the flow rate of the water vapour required for the humidification process.

المثال 10.9

يُسخن الهواء الجوي عند 1 بار من 15 إلى 25 درجة مئوية في سخان كهربائي أنبوبي الشكل. تُنجزعملية تسخين الهواء في المرحلة الاولى عبر ملف التسخين الى 23 درجة مؤية. يشتمل السخان على مرش ترطيب لرفع الرطوبة النسبية للهواء من 30٪ إلى 60٪. إذا كان معدل جريان الهواء (50 kg/min), احسب (أ) معدل تجهيزالحرارة الى السخان و (ب) معدل جريان بخار الماء اللازم لعملية الترطيب.

Solution

الحل



Find **اوجد**

$$Q_{in}\ ,\ \dot{m}_{vapour}$$

Assumptions **الافتراضات**

- Steady adiabatic flow process
- Perfect gas behavior for dry air and water vapour
- Neglect kinetic and potential energy
- The whole process takes place at 1 bar

- العمليات هي عمليات اديباتية مستقرة الجريان
- يسلك كل من الهواء الجاف وبخار الماء سلوك الغاز التام
- تهمل الطاقة الحركية و الطاقة الكامنة
- تحدث عمليات التسخين والترطيب تحت ضغط ثابت (1 bar)

Analysis **التحليلات**

(a) We apply energy balance on the heating section to find the energy supply to the electric heater Q_{in}.

(أ) نطبق موازنة للطاقة على ملف التسخين لايجاد مقدار الطاقة اللازم تجهيزها للسخان الكهربائي (Q_{in}).

$$Q_{in} + \dot{m}_A\, h_1 = \dot{m}_A\, h_2 \qquad , \qquad Q_{in} = \dot{m}_A\,(h_2 - h_1)$$

$$h = h_A + \omega\, h_g \qquad \text{(Eqn.10.44)}$$

$$h_1 = C_p\, T_1 + \omega_1\, h_{g1}$$

$$\omega = 0.622\,\frac{p_v}{P - p_v} = 0.622\,\frac{\phi\, p_g}{P - \phi\, p_g} \qquad \text{(Eqn.10.41)}$$

ϕ_1 = 30% = 0.3

Using the saturated water-temperature table: نستخدم جداول الماء المشبع:

P_{g1} is the saturation pressure at 15°C = 1.705 kPa

$$\omega_1 = 0.622\,\frac{0.3 \times 1.705}{100 - (1.705 \times 0.3)} = 0.0034 \text{ kg } H_2O/\text{ kg dry air}$$

h_{g1} from tables at 15°C = 2528.3 kJ/kg هذا من الجداول عند 15 درجة مؤوية

h_1 = 1.004 x 15 + 0.0034 x 2528.3 = 23.656 kJ/kg

$$h_2 = h_A + \omega_2\, h_{g2}$$

$\omega_2 = \omega_1$ = 0.0034 kg H_2O/ kg dry air

h_{g2} from tables at 23°C ≅ 2542.5 kJ/kgK

$h_2 = C_p.T_2 + \omega_2\, h_{g2} = 1.004 \times 23 + 0.0034 \times 2542.5$

$h_2 = 31.736$ kJ/kg

$Q_{in} = \dot{m}_A\,(h_2 - h_1) = 50\,(31.736 - 23.656 =$ 404 kJ/min

(b) We apply mass balance on the humidifying section to find the flow rate of the water vapour $\dot{m}_{w.v}$.

(ب) نقوم بإجراء موازنة الكتلة على جزء السخان الخاص بالترطيب لغرض إيجاد معدل جريان بخار الماء ($\dot{m}_{w.v}$),

$\dot{m}_A\ \omega_2 + \dot{m}_{w.v} = \dot{m}_A\ \omega_3$, $\dot{m}_A$ is dry air flow rate which is constant

$\dot{m}_{w.v} = \dot{m}_A\,(\omega_3 - \omega_2)$ معدل جريان الهواء الجاف ($\dot{m}_A$) ثابت المقدار

$\omega_3 = 0.622\ \dfrac{\phi_3\ p_{g3}}{P - \phi_3\ p_{g3}}$, p_{g3} at 25°C = 3.1698 kP , $\phi_3 = 0.6$

$\omega_3 = 0.622\ \dfrac{0.6 \times 3.1698}{100-(0.6 \times 3.1698)} = 0.012059$ kg H_2O/kg dry air

$\dot{m}_A\ \omega_2 + \dot{m}_{w.v} = \dot{m}_A\ \omega_3$

$\dot{m}_{w.v} = \dot{m}_A\,(\omega_3 - \omega_2) = 50\,(0.012059 - 0.0034) =$ 0.433 kg/min

Exercise Solve the example for

تمرين كرر خل المثال معتمداً

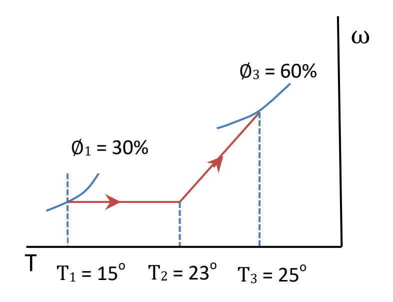
$T_1 = 15°C$, $T_3 = 25°C$

Comments

الملاحظات

To determine the final state of air, we can plot the heating-humidification process on the psychometric chart, as shown below,

يمكننا رسم عملية التسخين مع الترطيب على المخطط السايكومتري لتحديد حالة الهواء النهائية, كما هو مبين في ادناه,



Example 10.10

المثال 10.10

Ambient air at 25°C and 90% relative humidity is air-conditioned to enter a room at 20°C and 40% relative humidity. The process involve, cooling to saturation, further cooling and dehumidification and then heating. Evaluate (a) the heat removed due to cooling, (b) the heat added after dehumidification and (c) the amount of moisture to be removed.

يتم تكييف الهواء الجوي بدرجة الحرارة (25°C) والرطوبة نسبية 90 ٪ لغرض تزويده الى غرفة معينة عند درجة حرارة (20°C) ورطوبة نسبية مقدارها 40٪. تشمل العملية التبريد الى خط التشبع, ثم التبريد وازالة الرطوبة, وبعد ذلك التسخين. قم بتقييم (أ) كمية الحرارة المزالة اثناء التبريد و و(ب) الحرارة المضافة بعد ازالة الرطوبة و (ج) كمية الرطوبة التي يجب إزالتها.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$T_1 = 25^oC$, $T_4 = 20^oC$, $\phi_1 = 90\%$, $\phi_2 = 40\%$,

Find

اوجد

q_{out}, q_{in}, $\Delta\omega$

Assumptions

- Steady flow adiabatic process
- Perfect gas behavior for dry air and water vapour
- Neglect kinetic and potential energy

الافتراضات

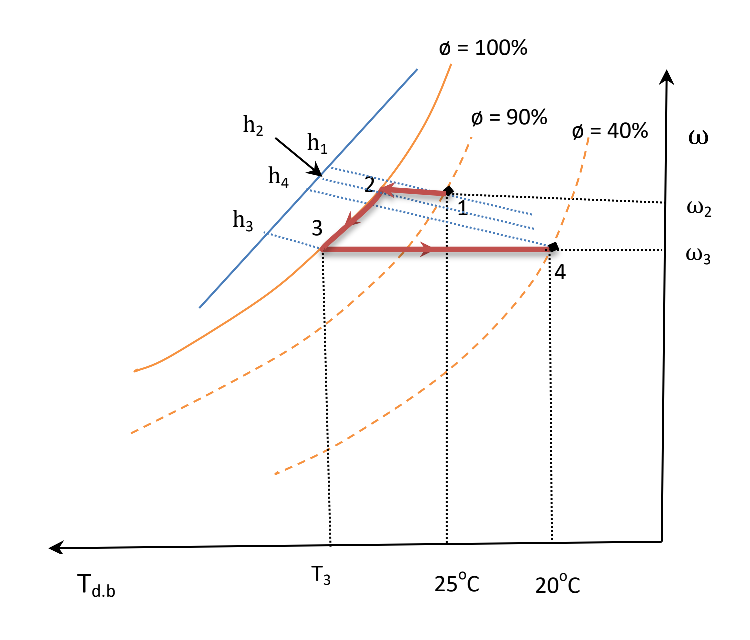
- العملية اديباتية مستقرة الجريان
- يسلك كل من الهواء الجاف وبخار الماء سلوك الغاز التام
- تُهمل الطاقة الحركية و الطاقة الكامنة

Analysis

We determine the properties from the psychometric chart, as shown below

التحليلات

نحدد قيم الخواص من المخطط السايكومتري, كما هو مبين في ادناه



1-2-3-4 Cooling –Dehumiificaion-heating التبريد - ازالة الرطوبة - التسخين

Air-conditioning processes are given by 1-2-3-4 on the above diagram. It starts by cooling the air from 25°C to the saturation point, followed by cooling to T_3, then dehumidification and finally heating the air to 20°C.

تمثل النقاط 1-2-3-4 عمليات تكييف الهواء في الرسم البياني اعلاه. تبدأ العملية بالتبريد من (25) الى تقطة التشبع, ثم انخفاض درجة الحرارة الى (T_3), وبعد ذلك ازالة الرطوبة, واخيراً تسخين الهواء الى (20°C).

(a) To estimate q_{out} , $q_{out} = h_3 - h_1$ (أ) تقديركمية الحرارة المزالة

At 25°C and 90%, $\omega_2 = 0.018$ kg H_2O/kg dry air, $h_1 = 71$ kJ/kg (from chart من المخطط)

At 20°C and 40%, $\omega_3 = \omega_4 = 0.0055$ kg H_2O/kg dry air, $h_4 = 36$ kJ/kg (from chart من المخطط)

To find h_3, we first apply equation 10.42 to estimate the saturation pressure p_g
لايجاد (h_3), نستخدم اولاً المعادلة (10.42) لتقدير ضغط البخار المشبع (p_g),

$$\omega = 0.622 \frac{p_g}{P - p_g} \qquad \text{(Eqn. 10.42)}$$

$$0.0055 = 0.622 \frac{p_g}{100 - p_g}$$

$0.88424 - 0.0088424 \times p_g = p_g$

$p_g = 0.8765$ kPa

$T_3 \cong 10^0C$ (from saturated steam tables من جداول بخار الماء المشبع)

$h_3 = 30$ kJ/kg (from psychometric chart من الخطط السايكومتري)

$q_{out} = h_3 - h_1 = 30 - 71 = -$ 41 kJ/kg dry air

(b) Heat added $q_{in} = h_4 - h_3 = 36 - 30 =$ 6 kJ/kg dry air (ب) الحرارة المضافة

(c) Moisture removed (ج) الرطوبة المزاحة

$\Delta\omega = \omega_3 - \omega_2 = 0.0055 - 0.018 = -0.0125$ kg H_2O/kg dry air

Comments

The negative signs indicate heat or moisture is lo st from the system to the atmosphere. Note that specific humidity is independent of temperature, unlike relative humidity.

الملاحظات

تشير علامة السالب الى فقدان الحرارة او الى فقدان الرطوبة من المنظومة الى محيطها الجوي. لاحظ ان الرطوبة المطلقة لا تتأثر بدرجة الحرارة على عكس الرطوبة النسبية.

Exercise Solve the example to find q_{out}, $\Delta\omega$, if

تمرين اوجد (q_{out}, $\Delta\omega$) للمثال معتمداً

$T_1 = 30^oC$, $\phi_1 = 50\%$, $\phi_2 = 100\%$ (no heating)

Example 10.11

Dry atmospheric air at 35°C and 15% relative humidity is cooled by an evaporative cooler to 25°C. The cooler consists of a number of wet wicks. Determine (a) the outlet relative humidity, (b) the amount of water required for the cooling process and (c) the lowest temperature that can be achieved.

المثال 10.11

يُبرد الهواء الجوي الجاف عند 35 درجة مئوية و رطوبة نسبية 15% بواسطة مبرد تبخيري إلى 25 درجة مئوية. ويتألف المبرد من عدد من الفتائل الرطبة. احسب (أ) الرطوبة النسبية للهواء المُبرد و (ب) كمية الماء المطلوبة لعملية التبريد و (ج) أدنى درجة حرارة يمكن تحقيقها.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$T_1 = 35^oC$, $ø_1 = 15\%$, $T_2 = 25^oC$

Find

اوجد

$ø_2$, $\dot{m}_w$, T_{min}

Assumptions

- Steady flow adiabatic process
- Perfect gas behavior for dry air and water vapour
- Neglect kinetic and potential energy

الافتراضات

- عملية التبريد التبخيري اديباتية مستقرة الجريان
- يسلك كل من الهواء الجاف وبخار الماء سلوك الغاز التام
- تهمل الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Analysis

Evaporative cooling is similar to an adiabatic saturation process, and it follows a constant wet bulb temperature line (same as constant enthalpy line) on the psychometric chart.

التحليلات

التبريد التبخيري مشابه لعملية التشبع الاديباتية, وهو يتبع خط درجة البصيلة الرطبة الثابتة المطابق لخط الانثالبي الثابتة على المخطط السيكومتري.

(a)

We identify the wet bulb temperature line at 35^oC and 10% relative humidity on the psychometric chart. The line is then followed to the dry bulb temperature of 10^oC; the intersection with the relative humidity line defines the relative humidity value, $ø_2 \cong 38\%$.

(أ) نعين خط درجة حرارة البصيلة الرطبة عند 35 درجة مئوية ورطوبة نسبية 10٪ على المخطط السيكومتري. ثم نتتبع الخط الى درجة حرارة البصيلة الجافة البالغة 10 درجة مئوية, فيتحدد مقدار الرطوبة النسبية عند تقاطع هذا الخط مع خط الرطوبة النسبية ($ø_2 \cong 38\%$).

(b) The amount of water required for the humidification process is equal to the difference between the specific humidity values found from the psychometric chart.

(ب) كمية الماء المطلوبة لعملية الترطيب تساوي الفرق بين قيمتي الرطوبة النوعية التي تُستخرج من المخطط السايكومتري.

ω_1 at 35^oC and 10% RH $\cong$ 0.0035 kg H_2O/kg dry air

ω_2 at 10^oC and 35% RH $\cong$ 0.007 kg H_2O/kg dry air

$\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1 = 0.007 - 0.0035 =$ 0.0035 007 kg H_2O/kg dry air

(c) The minimum temperature T_{min} occurs on the saturation line (ø = 100%),

(ج) تقع ادنى درجة حرارة (T_{min}) عند خط التشبع,اي (ø = 100%),

$T_{min} \cong 15.5^oC$

Example 10.12

المثال 10.12

Cooled air at 10°C and 40% relative humidity, is mixed with a warmer stream of air at 30°C and 70% relative humidity. If the flow rate of the cold air stream is 50 kg/min and that of the warmer stream is 20 kg/min, estimate the specific humidity and the temperature of the resultant mixture stream.

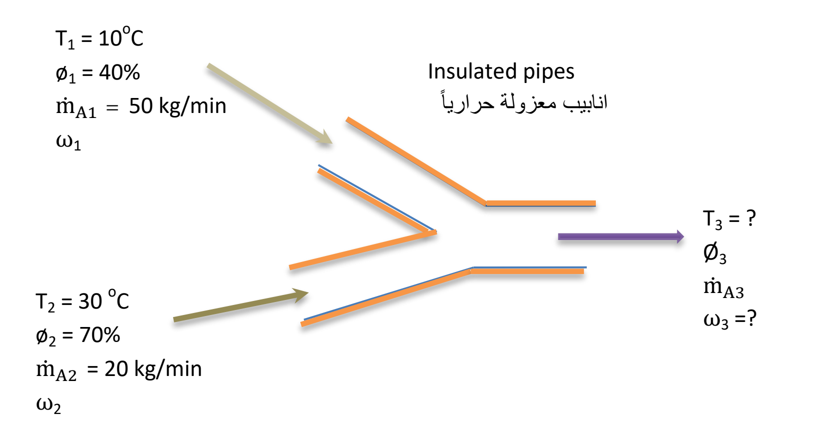
يُخلط تيار من الهواء البارد عند 10 درجات مئوية وبرطوبة نسبية مقدرها 40٪ مع تيار من الهواء الدافئ عند 30 درجة مئوية وبرطوبة نسبية 70٪. إذا كان معدل جريان تيار الهواء البارد (50 kg/min) ومعدل جريان تيار الهواء الدافىء (20 kg/min), احسب الرطوبة النوعية للخليط ودرجة حرارته.

Solution

الحل

Given

المعلوم



Find T_3 , ω_3

اوجد T_3 , ω_3

Assumptions

- Steady flow adiabatic process
- Perfect gas behavior for dry air and water vapour
- Neglect kinetic and potential energy

الافتراضات

- العملية اديباتية مستقرة الجريان
- يسلك كل من الهواء الجاف وبخار الماء سلوك الغاز التام
- تهمل الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Analysis **التحليلات**

Mass balance for dry air موازنة الكتلة للهواء الجاف,

$$\dot{m}_{A1} + \dot{m}_{A2} = \dot{m}_{A3}$$

Mass balance for water vapour موازنة الكتلة لبخار الماء

$$\dot{m}_{A1} \cdot \omega_1 + \dot{m}_{A2} \cdot \omega_2 = \dot{m}_{A3} \cdot \omega_3$$

Energy balance, موازنة الطاقة,

$$\dot{m}_{A1} \cdot h_1 + \dot{m}_{A2} \cdot h_2 = \dot{m}_{A3} \cdot h_3$$

Combining the three equations and eliminating $\dot{m}_{A1}$ yields:

وبجمع المعادلات الثلاث اعلاه وإختصار ($\dot{m}_{A1}$) ينتج:

$$\frac{\dot{m}_{A1}}{\dot{m}_{A2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} \qquad (10.45)$$

From the chart: من المخطط السيكومتري:

$\omega_1 \cong 0.0038$ kg H_2O/kg dry air , $\omega_2 \cong 0.0215$ kg H_2O/kg dry air

$h_1 \cong 18$ kJ/kg , $h_2 \cong 78$ kJ/kg

$$\frac{\dot{m}_{A1}}{\dot{m}_{A2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$$

$$\frac{50}{25} = \frac{0.0215 - \omega_3}{\omega_3 - 0.0038} = \frac{78 - h_3}{h_3 - 18}$$, rom the equation $h_3 = 28$ kJ/kg

Also, ω_3 = <u>0.0046 kg H_2O/kg dry air</u>

T_3 is estimated on the psychometric chart by the intersection of the enthalpy and specific humidity lines.

تُقدرقيمة درجة الحرارة (T_3) على المخطط السايكومتري من نقطة تقاطع خطي الانثالبي والرطوبة النوعية.

$T_3 \cong$ <u>16°C</u>

Comments **الملاحظات**

The relative humidity of the mixture can also be estimated from the psychometric chart. If the air volumetric flow was known, we can calculate the mass flow rate on the basis of the specific volume value v witch can be obtained from the psychometric chart.

يمكن ايضاً تقدير الرطوبة النسبية للخليط من المخطط السايكومتري. واذا كان معدل الجريان الحجمي للهواء معلوماً فيمكن حساب معدل الجريان الكتلي على اساس قيمة الحجم النوعي (v) التي يمكن الحصول عليها من المخطط السايكومتري.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{v}$$

Exercise Estimate the he volumetric flow rate.

تمرين قم بتقييم معدل الجريان الحجمي.

Example 10.13

Warm water exits the heat exchanger unit in an oil refinery at 40°C and is cooled by the evaporative cooling tower to 27°C. The recirculated water flow rate is 120 kg/hr. Air enters the tower at 18°C and 60% relative humidity; it exits from the top as saturated air at 29°C. Calculate the mass flow rate of the makeup water to be fed to the tower.

المثال 10.13

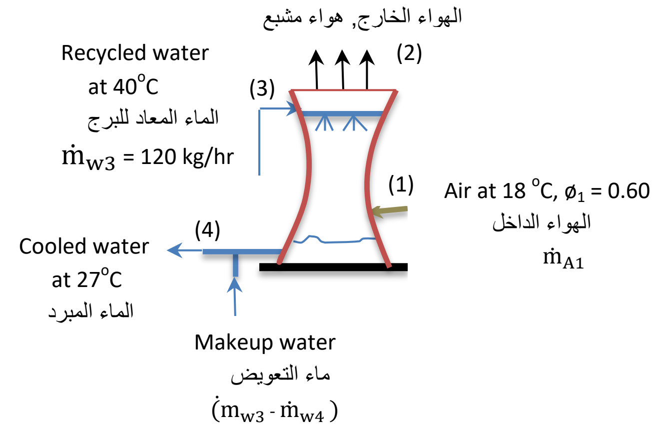
يخرج الماء الدافئ من وحدة المبادلات الحرارية في مصفاة نفط عند 40 درجة مئوية ويُبرد إلى 27 درجة مئوية بواسطة برج للتبريد التبخيري. اذا علمت ان معدل جريان الماء المعاد للبرج يساوي (120 kg/hr), وكان الهواء يدخل الى البرج عند 18 درجة مئوية ورطوبة نسبية قدرها 60% ويخرج من الاعلى كهواء مشبع عند 29 درجة مئوية. احسب معدل الجريان الكتلي لماء التعويض الذي يتطلب لتغذيته البرج.

Solution

الحل

Given

المعلوم



Find

$\dot{m}_w$

اوجد

$\dot{m}_w$

Assumptions

- Steady flow adiabatic processes in the tower
- Perfect gas behavior for dry air and water vapour
- Neglect kinetic and potential energy

الافتراضات

- العمليات في البرج عمليات اديباتية مستقرة الجريان
- يسلك كل من الهواء الجاف وبخار الماء سلوك الغاز التام
- تهمل الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Analysis

التحليلات

The makeup water is equal to the amount of water evaporated which is $(\omega_2 - \omega_1)$.

كمية ماء التعويض تساوي كمية الماء المتبخرة وهي $(\omega_2 - \omega_1)$.

Applying mass and energy balances on the tower as follows

نطبق موازنة الكتلة وموازنة الطاقة على البرج كما يلي

Mass balance for air, موازنة الكتلة للهواء,

$$\dot{m}_A = \dot{m}_{A1} = \dot{m}_{A2}$$

Mass balance for water, موازنة الكتلة للماء,

$$\dot{m}_{w3} + \dot{m}_{A1} \cdot \omega_1 = \dot{m}_{w4} + \dot{m}_{A2} \cdot \omega_2$$

$\dot{m}_{w3} + \dot{m}_A \cdot \omega_1 = \dot{m}_{w4} + \dot{m}_A \cdot \omega_2$ (flow rate of dry air is constant ثبوت معدل جريان الهواء الجاف)

$\dot{m}_{w3} - \dot{m}_{w4} = \dot{m}_A (\omega_2 - \omega_1)$ ($\dot{m}_{w3} - \dot{m}_{w4}$) is the makeup flow rate) (a)

(That is flow rate of the makeup water معدل جريان ماء التعويض)

Energy balance, موازنة الطاقة,

$$\dot{m}_{A1} h_1 + \dot{m}_{w3} h_3 = \dot{m}_{A2} h_2 + \dot{m}_{w4} h_4$$

$\dot{m}_{w3} h_3 = \dot{m}_A (h_2 - h_1) + \dot{m}_{w4} h_4$ ($\dot{m}_A = \dot{m}_{A1} = \dot{m}_{A2}$)

$\dot{m}_{w3} h_3 = \dot{m}_A (h_2 - h_1) + [\dot{m}_{w3} - (\dot{m}_{w3} - \dot{m}_{w4})] h_4$ ($\dot{m}_{w4} = \dot{m}_{w3}$ – make up) (b)

Combining equations (a) and (b) and solving for $\dot{m}_A$ yields, جمع المعادلتين وحلها ينتج,

$$\dot{m}_A = \frac{\dot{m}_{w3}(h_3 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (\omega_2 - \omega_1)\, h_4}$$

h_3 and h_4 are found from the water saturation tables, القيم من جداول الماء المشبع,

$h_3 = h_f$ at 40°C = 167.53 kJ/kg , $h_4 = h_f$ at 25°C = 104.83 kJ/kgK

h_1 from chart at dry bulb temperature of 18°C and 60% RH ≅ 35 kJ/kg
(h_1) من المخطط عند درجة حرارة البصيلة الجافة (18°C) والرطوبة النسبية (60%) ≅ (35 kJ/kg)

h_2 for saturated air at saturation temperature or wet bulb temperature of 29°C ≅ 95.5 kJ/kg
(h_2) للهواء المشبع من المخطط عند درجة حرارة التشبع او درجة حرارة البصيلة الرطبة (29°C) ≅ (95.5 kJ/kg)

$\omega_1 \cong 0.0122$ kg H_2O/kg dry air, ω_2 (wet bulb line خط البصيلة الرطبة) ≅ 0.024 kg H_2O/kg dry air

$$\dot{m}_A = \frac{\dot{m}_{w3}(h_3 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (\omega_2 - \omega_1)\, h_4} = \frac{120\ (167.53 - 104.83)}{(95.5 - 35) - (0.024 - 0.0122)\ 104.83} = 126.959 \text{ kg/hr}$$

Makeup water flow rate = $\dot{m}_A (\omega_2 - \omega_1)$= 126.959 (0.024 – 0.0 122) = <u>1.498 kg/hr</u> ماء التعويض

Comments **الملاحظات**

Note that the makeup water is just over 1% of the recirculated water.

لاحظ ان معدل تغذية ماء التعويض يزيد قليلاً عن 1% من الماء المعاد تدويره الى اعلى البرج.

Exercise Solve the example for **تمرين** كرر حل المثال معتمداً

$\dot{m}_{w3}$ = 125 kg/hr , T_1 = 20°C, T2 = 30°C T3 = 42°C, T_4 = 28°C

10.4 Combustion

10.4.1 Fuels for Combustion

Combustion is the burning of **fuels** to release a large amount of heat and light in the form of a flame. In the old days, people used to burn tree branches for domestic heating and cooking, but nowadays, different types of fuel are used. The fuels are classified into three categories, solid, liquid and gaseous fuels. The popular **solid fuel** is coal which is chemically made up of carbon with some impurities. Earlier on, coal was used to fuel power station and for transport engines such as ships and trains. Most countries have reduced the burning of coal due to pollution by emission of carbon dioxide and soot. **Nuclear fuel** is another type of solid fuel, however, the generation of heat is not through combustion, but as a result of nuclear fission of uranium atoms. The United States and France produce about 70% of nuclear power in the world. Other countries in Europe and around the globe are developing nuclear plants to replace the traditional power production.

Liquid fuels are mainly hydrocarbons produced from crude oil by refineries. The combustion of liquid fuels is less polluting than coal, and thus oil products are used for power production. Although, gasoline is the main fuel for driving cars, the manufacture of electric motors has become an increasingly a realistic matter to reduce environmental damage.

Gaseous fuels are also associated with the petroleum industry. Natural gas is extracted on a large scale in Russia and the Middle East. There is also gas associated with crude oil that is separated in gas plants. Transporting gaseous fuel requires first liquefaction to convert it into liquefied natural gas (LNG), or into liquefied petroleum gas (LPG).

Hydrogen is another gaseous fuel that can be used in some vehicles and missiles. Combustion of hydrogen is environmentally friendly because it does not produce pollutants such as carbon dioxide.

10.4 الاحتراق

10.4.1 انواع وقود الاحتراق

الاحتراق هو حرق **الوقود** لإطلاق كمية كبيرة من الحرارة والضوء على شكل لهب. وقد اعتاد الناس في الماضي على حرق أغصان الأشجار للتدفئة المنزلية والطهي, ولكن في الوقت الحاضر تُستخدم أنواع مختلفة من الوقود. تصنف انواع الوقود إلى ثلاث فئات, الوقود الصلب والوقود السائل والوقود الغازي. يُعد الفحم **الوقود الصلب** شائع الاستعمال والذي يتكون كيميائيًا من الكربون بالاضافة الى بعض الشوائب. وفي الماضي, كان الفحم يستخدم كوقود لمحطات الطاقة ومحركات النقل مثل السفن والقطارات. لقد خفضت معظم الدول حرق الفحم بسبب التلوث الناجم عن انبعاث ثاني أكسيد الكربون والسخام. **الوقود النووي** هو نوع آخر من أنواع الوقود الصلب, لكن توليد الحرارة منه لا يحصل عن طريق الاحتراق بل نتيجة الانشطار النووي لذرات اليورانيوم. تنتج الولايات المتحدة وفرنسا حوالي 70٪ من الطاقة النووية في العالم, وتعمل دول أخرى في أوروبا وحول العالم على تطوير محطات نووية لتحل محل طرق إنتاج الطاقة التقليدية.

الوقود السائل هو عبارة عن مواد هيدروكربونية تُنتج في مصافي النفط. ويُعد احتراق الوقود السائل أقل تلويثًا من الفحم, ولهذا تستخدم المشتقات النفطية لإنتاج الطاقة الكهربائية. وعلى رغم من ان الكازولين او البنزين هو الوقود الأساسي لقيادة السيارات, الا ان تصنيع المحركات الكهربائية اصبح امراً واقعيا بشكل متزايد لتقليل الأضرار البيئية.

يرتبط **الوقود الغازي** أيضًا بصناعة وتكرير النفط والغاز. يُستخرج الغاز الطبيعي على نطاق واسع في روسيا والشرق الأوسط. كما يوجد الغاز المصاحب للنفط الخام الذي يتم فصله في مصانع الغاز. يتطلب نقل الوقود الغازي تسيله اولاً لتحويله الى غاز طبيعي مسال (LNG), او الى غاز بترولي مُسال (LPG).

يُعد االهيدروجين وقوداً غازياً آخر يمكن إستخدامه في بعض المركبات والصواريخ, حيث ان احتراقه صديق للبيئة لانه لاينتج الملوثات مثل ثاني اوكسيد الكاربون.

Currently, a lot of research is being done to produce hydrogen as a future fuel source.

All types of fuel, except nuclear, produce hot flames due to the oxidation reaction with oxygen. Air is obviously the main source of oxygen.

يتم إجراء الكثير من الأبحاث في الوقت الحاضر لإنتاج الهيدروجين كمصدر وقود للمستقبل.

يصدر عن جميع أنواع الوقود لهبًا ساخنًا بسبب تفاعلات الاكسدة مع الأوكسجين, باستثناء الوقود النووي. ومن البديهي ان الهواء هو المصدر الرئيسي للاوكسجين.

10.4.2 Chemical Reaction of Combustion

10.4.2 التفاعل الكيميائي للاحتراق

Let's consider butane as an example to study combustion reactions, the combustion **chemical reaction** equation is written as

لنتخذ مادة البيوتان كمثال لدراسة تفاعلات الاحتراق, تُكتب معادلة **التفاعل الكيميائي** لاحتراقه على النحو التالي

*

$$2C_4H_{10} + 13O_2 \rightarrow 8CO_2 + 10H_2O \qquad (10.46)$$

The above balanced equation shows that each two kmols of butane requires with 13 kmols of oxygen to achieve complete combustion. The butane and oxygen are called the **reactants** and the carbon dioxide and the water are the **products**. Note that combustion reaction equations must be balanced chemical equations.

توضح المعادلة المتوازنة اعلاه أن كل 2 كيلومول من البيوتان تتطلب 13 كيلومول من الأكسجين لتحقيق الاحتراق الكامل. يُطلق على البيوتان والاوكسجين **مواد متفاعلة** وعلى ثاني اكسيد الكاربون والماء **نواتج التفاعل**. تجدر الاشارة الى ان معادلات تفاعل الاحتراق يجب ان تكون معادلات كيميائية متوازنة.

To find the amount of air required for a certain combustion reaction, we assume air is made up of 21% oxygen and 79% nitrogen by volume. Thus each 21 kmol of oxygen is accompanied by 79 kmols of nitrogen. This means that every 1 kmol of oxygen is combusted with 3.76 kmol nitrogen (79/21 = 3.76), so

لتقدير كمية الهواء المطلوبة لتفاعل احتراق معين, نفترض أن الهواء يتكون من 21٪ اوكسيجين و 79٪ نايتروجين كنسب حجمية. وهكذا فإن كل 21 كيلومول من الأوكسجين مصحوبة بـ 79 كيلومول من النايتروجين؛ اي ان كل 1 كيلومول من الأوكسجين تحترق مع 3.76 كيلومول نايتروجين (79/21 = 3.76), اذن

$$1 \text{ kmol } O_2 + 3.7 \text{ kmol } N_2 \rightarrow 4.76 \text{ kmol of air} \qquad (10.47)$$

Nitrogen is considered inert and does not react with other elements during combustion. Thus, nitrogen appears on both sides of the combustion equation if air is used. Keep in mind that nitrogen reacts with oxygen at very a high temperature forming hazardous oxides in the exhaust gas of internal combustion engines.

يُعد النايتروجين غازاً خاملاً فلا يتفاعل مع العناصر الأخرى أثناء الاحتراق, لذلك, اذا استخدم الهواء في عملية احتراق الوقود يظهر النايتروجين في طرفي معادلة التفاعل. علماً أن النايتروجين يتفاعل مع الأوكسجين عند درجات الحرارة العالية جدًا مكونًا أكاسيد مؤذية للصحة في غازات العادم لمحركات الاحتراق الداخلي.

10.4.3 Ignition and Air to Fuel Ratio

10.4.3 الاشتعال ونسبة الهواء إلى الوقود

We know that mixing fuel with air will not burn spontaneously. The fuel must be heated

نعلم أن خلط الوقود بالهواء لن يحترق تلقائيًا ويجب تسخينه

to a temperature above its **ignition temperature** to initiate combustion. Approximate ignition temperature values for some common fuels are tabulated below

الى درجة حرارة أعلى من **درجة حرارة الاشتعال** لبدء احتراقه. يحتوي الجدول في ادناه على قيم تقريبية تخص درجة حرارة الاشتعال لبعض أنواع الوقود الشائعة

Fuel	Ignition temperature (°C)
Hydrogen	584
Methane	630
Natural gas	760
Gasoline	257
Kerosene	220
Carbon	400

The minimum amount of air to provide enough oxygen for complete combustion of a certain type of fuel is called **theoretical air**, also known as **stoichiometric air**. The ratio of the mass of theoretical air to the mass of fuel required for combustion is called the **theoretical air to fuel ratio** (AF_{theo}).

يُطلق على الحد الأدنى من كمية الهواء لتوفير ما يكفي من الأكسجين للاحتراق الكامل, لاي نوع من الوقود, اسم **كمية الهواء النظرية**, والمعروفة أيضًا باسم **كمية الهواء المكافئة**. وتُسمى نسبة كتلة الهواء النظري إلى كتلة الوقود اللازمة للاحتراق **نسبة الهواء الى والوقود النظرية** (AF_{theo}).

$$AF_{theo} = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} \qquad (10.48)$$

In practice, excess of air is required to complete the combustion reaction. We can write the formula for defining **excess air** as a percentage (% excess air) as follows

ومن الناحية العملية, يلزم وجود فائض من الهواء لإكمال تفاعل الاحتراق. ويمكننا كتابة صيغة لتعريف كمية **الهواء الفائض** كنسبة مؤية (% excess air) على النحو التالي

$$\%\ \text{excess air} = \frac{m_{air.act} - m_{air.theo}}{m_{air.theo}} \times 100\% \qquad (10.49)$$

$$\%\ \text{excess air} = \frac{AF_{act} - AF_{theo}}{AF_{theo}} \times 100\% \qquad (10.50)$$

Where, AF_{act} is the **actual air to fuel ratio**.
Let us now illustrate the above concepts by solving the following two examples..

حيث يمثل الرمز (AF_{act}) **نسبة الهواء الى للوقود الحقيقية**.
دعونا الآن نوضح المفاهيم اعلاه من خلال حل المثالين القادمين.

Example 10.14

المثال 10.14

The actual combustion of butane in air at atmospheric pressure takes place with an actual air to fuel ratio of 18. Determine the percent access air and find the dew point of the products.

اذا كان الاحتراق الفعلي للبيوتان في الهواء يحصل عند الضغط الجوي بنسبة هواء إلى وقود فعلية قدرها 18. حدد مقدار النسبة المؤية للهواء الفائض وأوجد نقطة الندى لنواتج التفاعل.

Solution

الحل

Given

المعلوم

$$AF_{act} = 18$$

Find

اوجد

$$\%\ \text{access air},\ T_{d.p}$$

Assumptions

الافتراضات

- Complete combustion
- Combustion gases are perfect gases

- يُعد الاحتراق احتراقاً كاملاً
- غازات الاحتراق هي غازات تامة

Analysis

التحليلات

For the complete combustion of butane, there will be no oxygen or butane in the products. Therefore, the balanced equation of the combustion reaction is,

لما كان احتراق غاز البيوتان احتراق كامل, فلن يكون هناك أوكسجين أو بيوتان في نواتج التفاعل. لذلك, تُكتب معادلة تفاعل الاحتراق المتوازنةعلى النحوالتالي,

$$C_4H_{10} + 6.5\underbrace{(O_2 + 3.76\ N_2)}_{\text{Air, هواء}} \rightarrow 4CO_2 + 5H_2O + 24.44N_2$$

The theoretical air to fuel ratio is

نسبة الهواء الى الوقود النظرية هي

$$AF_{theo} = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} \qquad \text{(Eqn.10.48)}$$

$m_{air} = MW_{air}\,.n_{air}$, $MW_{air} = 29$ (molecular weight of air 29 الوزن الجزيئي للهواء)

n_{air} = number of moles of air (عدد مولات الهواء) = 6.5 (1 +3.7)

$m_{air} = 29\ \ 6.5 \times (1 + 3.76) = 897.26$ kg (m = MW .n)

$m_{fuel} = MW_{butane} \times n_{butane} = 58 \times 1 = 58$ kg

$$AF_{theo} = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{897.26}{58} = 15.47$$

$$\% \text{ access air} = \frac{AF_{act} - AF_{theo}}{AF_{theo}} \times 100\% \qquad \text{(Eqn.10.50)}$$

$$\% \text{ access air} = \frac{18 - 15.47}{15.47} \times 100\% = \underline{16.35\%}$$ النسبة المؤوية للهواء الفائض

To estimate the dew point of the products, we first determine the partial pressure of the water vapour p_v,

لغرض تقدير قيمة نقطة الندى نقييم اولاً قيمة الضغط الجزيئي للبخار (p_v),

$P_v = P. y_{w.v}$, P = total pressure = 1 atm. = 101.325 kP,

$y_{w.v}$ = mole fraction of water vapour = Number of H_2O moles /total number of moles.

$(y_{w.v})$ = الكسر المولي = عدد مولات بخار الماء مقسوم على العدد الكلي لمولات مكونات التفاعل.

$y_{w.v} = 5/40.95 = 0.1221$

$P_v = 101.325 \times 0.1221 = 12.37$ kPa

The dew point $T_{d.p}$ is the saturation temperature at 12.37 Pa in steam tables..

نستخرج قيمة نقطة الندى $(T_{d.p})$ من جدول بخار الماء, وهي درجة الحرارة التشبع المقابلة للضغط (12.37 Pa) في جداول بخار الماء.

$T_{d.p} \cong \underline{50^oC}$ (for accurate result, interpolation is required)

(للحصول على نتيجة اكثر دقة ينبغي اجراء عملية الاستيفاء الخطي)

Comments

A dew point of 50°C means that some of the water vapour starts to condense when the products are cooled to a temperature below 50°C at atmospheric pressure.

الملاحظات

تعني قيمة نقطة الندى البالغة 50 درجة مئوية أن بعض بخار الماء يبدأ في التكثف عند تبريد نواتج الاحتراق الى درجة حرارة اقل من 50 درجة مئوية تحت تأثير الضغط الجوي.

Exercise Solve the example for $AF_{act} = 20$

تمرين كرر حل المثال معتمداً $(AF_{act} = 20)$

Example 10.15

المثال 10.15

The volumetric analysis of the products for burning octane in dry air is given below

فيما يلي التحليل الحجمي لنواتج حرق الأوكتان في الهواء الجاف

$CO_2 = 10\%$
$O_2 = 5.64\%$
$CO = 0.89\%$
$N_2 = 83.47\%$

Determine the theoretical air to fuel ratio and the percentage excess air consumed.

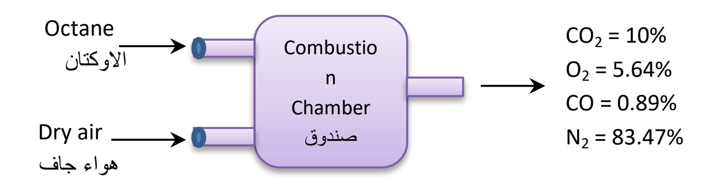
حدد نسبة الهواء إلى الوقود النظرية والنسبة المؤوية لمقدار لهواء الفائض المستهلك.

Solution

الحل

Given

المعلوم



Find

اوجد

AF_{theo} , % excess air

Assumptions

الافتراضات

Combustion gases are perfect gases

غازات الاحتراق هي غازات تامة

Analysis

التحليلات

For perfect gases which are ideal gases with constant specific heats, the volumetric analysis is equivalent to the molar analysis. Thus the volume fractions are equivalent to the mole fractions. Let us write the chemical reaction for 100 kmol of products according to the analysis:

بالنسبة للغازات التامة التي تعتبر غازات مثالية ذات حرارة نوعية ثابتة، فإن التحليل الحجمي يعادل التحليل المولي, وبالتالي تكون الكسور الحجمية مكافئة للكسور المولية. دعونا نكتب معادلة التفاعل الكيميائي استناداً الى 100 كيلومول من نواتج الاحتراق وفقًا لمعطيات التحليل الحجمي:

$$xC_8H_{18} + a(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 10CO_2 + 5.64O_2 + 0.89CO + 83.47N_2 + bH_2O$$

We write an equation to balance each element: نكتب معادلة لموازنة لكل عنصر:

N: $2 \times 3.76 . a = 83.47$, $a = 2 \times 83.47/3.7 \times 2 = 22.199$

C: $8 . x = 10 + 0.89$ $x = 10.89/8 = 1.361$

H: $18 . x = 2 . b$ $b = 18 \times 1.361/2 = 12.249$

There is no need for the oxygen balance because all unknowns are defined.

ليست هناك حاجة لشمول موازنة الأوكسجين لأن جميع المجاهيل اصبحت معلومة.

Thus, the actual balanced reaction equation is,

وعليه تُكتب معادلة التفاعل الفعلي المتوازنة كالآتي

$$1.361C_8H_{18} + 22.199(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 10CO_2 + 5.640_2 + 0.89CO + 83.47N_2 + 12.249H_2O$$

$$AF_{act} = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{n_{air} \text{ x } MW_{air}}{n_{fuel} \text{ x } MW_{Octane}}$$

$$AF_{act} = \frac{22.199(\ 32{+}3.76 \text{ x } 28)}{1.36 \text{ x } 96} = \underline{23.341}$$

$$\% \text{ access air} = \frac{m_{air.act} - m_{air.theo}}{m_{air.theo}} \text{ x } 100\% \qquad \text{(Eqn. 10.49)}$$

$n_{air\text{-}theo}$ is found from the equation of the complete combustion of the Octane,

نوجد ($n_{air\text{-}theo}$) من معادلة الاحتراق التام للاوكتان وهي,

$$C_8H_{18} + 12.5(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9\ H_2O + (3.76 \text{ x } 12.5)\ N_2$$

Actual number of moles of air required to combust 1 mole of octane = 22.199/1.361 = 16.3108 kmol

(16.3108 kmol) هو عدد المولات الفعلي من الهواء اللازم لحرق 1 مول من الاوكتان حسب معادلة التفاعل الفعلي المتوازنة.

$$\% \text{ access air} = \frac{m_{air.act} - m_{air.theo}}{m_{air.theo}} \text{ x } 100\% = \frac{16.3108 \text{ x } (32{+}(3.76 \text{ x } 28)) - 12.5 \text{ x } (32{+}(3.76 \text{ x } 28))}{16.3108 \text{ x } (32{+}(3.76 \text{ x } 28))} \text{ x } 100$$

% access air = <u>23.36%</u>

Comments

الملاحظات

The % theoretical air of can also be found from equation 10.50.

يمكننا ايضاً ايجاد النسبة المؤية للهواء الفائض باستخدام المعادلة (10.50).

Exercise Solve the example for CO_2 = 11%, O_2 = 4.64%, CO = 0.89% , N_2 = 83.47%

تمرين كرر حل المثال معتمداً

10.4.4 Enthalpy of Formation & Enthalpy of Combustion

10.4.4 انثالبي التكوين وانثالبي الاحتراق

Chemical reactions between elements and compounds may occur at various temperatures. Heat may be released with the products or absorbed from the environment. **Exothermic reactions** are heat releasing, and **endothermic reactions** are heat absorbing. Besides the energy change during chemical reactions, a change in composition of the elements of the system occurs. Thus, the thermodynamic properties must be specified at a common **reference state** for all substances.

تحدث التفاعلات الكيميائية بين العناصر والمركبات بدرجات حرارة مختلفة, وقد تُطلق الحرارة مع نواتج التفاعل أو تُمتص من المحيط. وتسمى التفاعلات الطاردة للحرارة **التفاعلات الباعثة للحرارة**, بينما تسمى التفاعلات التي تكتسب الحرارة **التفاعلات الماصة للحرارة**. وإلى جانب التغيرات بمقدار الطاقة أثناء التفاعلات الكيميائية, يحدث تغيير في تركيب عناصرالمنظومة. لذا, يجب تحديد الخواص الثرموديناميكية عند **حالة مرجعية** مشتركة لجميع المواد.

The state defined by the temperature of 25°C and pressure of 1 atm is considered as a **standard reference state**. For example, the standard enthalpy at 25°C and 1 atm is denoted h^0, and the standard internal energy is u^0; both are used as reference values.

تعتبرالحالة المحددة بدرجة الحرارة 25 درجة مئوية والضغط (1 atm) **حالة مرجعية قياسية**. فعلى سبيل المثال, يرمز (h^0) للانثالبي القياسية عند (25°C) و (1 atm), ويرمز للطاقة الداخلية القياسية (u^0), وكلاهما تستخدم كقيم مرجعية.

The change in thermal energy during a chemical reaction is designated q kJ/kg or Q kJ. For a steady flow process the energy balance is expressed as

يشار الى مقدار التغيير في الطاقة الحرارية أثناء التفاعل الكيميائي بالرمز (q kJ/kg) او (Q kJ), ويتم صياغة معادلة توازن الطاقة لعمليات الجريان المستقرعلى النحو التالي

$$Q = \Delta H = H_{prod} - H_{react} \qquad (10.51$$

The enthalpy change between products and reactants ΔH for at a given state of the system is called **enthalpy of reaction**. For combustion, the property is referred to as the **enthalpy of combustion** ΔH_{comb}. It is defined at steady flow as *the heat released during combustion when 1 kmol (or 1 kg) of fuel is combusted completely at a specified temperature and pressure*. However, a more general approach is to define a property at a standard reference state to represent the chemical energy of an element or compound. This property is known as the **enthalpy of formation** ($\bar{h}_f^o$ kJ/kmol); it is *the enthalpy change when a compound* is *formed* as *a result of a chemical reaction at the standard state*. For exothermic reactions, the enthalpy of formation is negative and for endothermic reactions it is positive. The values of enthalpy of formation for common compounds are tabulated in literature.

يسمى التغيير بالانثالبي (ΔH) بين نواتج التفاعل والمواد المتفاعلة عند حالة معينة للمنظومة **انثالبي التفاعل**, وبالنسبة للاحتراق, يشار إلى هذه الخاصية باسم **انثالبي الاحتراق** (ΔH_{comb}), ويمكن تعريف انثالبي الاحتراق في حالة استقرار الجريان على انها *كمية الحرارة التي تُطلق اثناء احتراق (1 kmol) او (1 kg) من الوقود احتراقاً تاماً عند درجة حرارة وضغط محددين*. مع ذلك, يتم اتباع نهج أكثر عمومية للتفاعلات, وهو تحديد خاصية ثرموديناميكية عند حالة قياسية مرجعية معينة تُعنى بالطاقة الكيميائية للعنصر أوالمركب. وتُعرف هذه الخاصية باسم **انثالبي التكوين** ($\bar{h}_f^o$ (kJ/kmol), وهي *مقدار التغير بالانثالبي عندما يتكون مركب معين نتيجة احد التفاعلات الكيميائية في الحالة القياسية*. تكون انثالبي التكوين سلبية للتفاعلات الطاردة للحرارة, وتكون إيجابية للتفاعلات الماصة للحرارة. ويمكن تحديد قيم انثالبي التكوين الخاصة بالمركبات الشائعة في جداول متوفرة في المصادر ذات الصلة.

The absolute value of the enthalpy of combustion without a negative or positive sign is known as the **heating value** of the fuel in kJ/kg. The heating value depends on the state of water in the combustion products which may be vapour or liquid. For liquid form of water in products, it is called the **higher heating value** (HHV), and for water vapour in products, it is referred to as the **lower heating value** (LHV). Values of HHV and LHV for common fuels are also available tables in literature.

تُعرف القيمة المطلقة لانثالبي الاحتراق بدون علامة سالبة أو موجبة **القيمة الحرارية** للوقود التي تقاس بوحدات (kJ/kg). وتعتمد القيمة الحرارية على طورالماء الموجود في نواتج الاحتراق الذي قد يكون بخارًا أو سائلًا. فعندما يكون الماء السائل موجوداً في نواتج الاحتراق, يطلق عليها **القيمة الحرارية العليا** (HHV), وعندما يكون بخار الماء موجوداً في النواتج, يطلق عليها **القيمة الحرارية الدنيا** (LHV). تتوفر أيضًا قيم (HHV) و (LHV) لأنواع الوقود الشائعة على هيئة جداول في المصادر.

Applying the first law to combustion systems

تطبيق القانون الاول على منظومات الاحتراق

Let us first apply the first law of thermodynamics to a chemically reacting steady-flow system. Neglecting the potential and kinetic energies,

دعونا أولاً نطبق القانون الأول لديناميك الحرارة على منظومات الجريان المستقر للتفاعل الكيميائي. بإهمال الطاقة الكامنة والطاقة الحركية,

$$Q_{in} - W = [\sum n_i (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o)]_{prod} - [\sum n_i (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o)]_{react} \qquad (10.52)$$

$$\bar{h} - \bar{h}_o = \bar{C}_P \, \Delta T \qquad \text{(For perfect gases للغازات التامة)} \qquad (10.53)$$

$(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o)$ = Enthalpy of component i

$(\bar{h} - \bar{h}_o)$ = sensible enthalpy relative to the standard value for perfect gases

$\bar{h}$ = molar specific enthalpy in kJ/kmol

$\bar{h}_o$ = molar specific enthalpy in kJ/kmol at the standard state of 25°C and 1 atm

$\bar{C}_P$ = molar specific heat in kJ/kmol.K

n_i = number of moles of the product or reactant constituent per mole of fuel.

W = work done by the system in kJ/kmol of fuel

Q_{in} = heat transfer to the system in kJ/kmol of fuel.

Considering the heat transfer to the system and work done by the system as positive quantities,

$(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o)$ = انثالبي المكون (i)

$(\bar{h} - \bar{h}_o)$ = مقدار الانثالبي المحسوسة استناداً الى مقدار الانثالبي القياسي للغازات التامة

$(\bar{h})$ = الانثالبي المولية النوعية بوحدات (kJ /kmol)

$(\bar{h}_o)$ الانثالبي المولية النوعية بوحدات (kJ/kmol) عند الحالة القياسية اي 25 درجة مؤية وضغط 1 جو

$(\bar{C}_P)$ = الحرارة النوعية المولية بوحدات (kJ/kmol.K)

(n_i) = عدد مولات اي من العناصرفي النواتج أو الماواد المتفاعلة لكل مول من الوقود.

(W) = الشغل الذي تنجزه المنظومة لكل مول من الوقود بوحدات (kJ / kmol)

Q = انتقال الحرارة إلى المنظومة لكل مول من الوقود بوحدات (kJ / kmol)

وفي حالة اعتبار انتقال الحرارة إلى االمنظومة والشغل الذي تنجزه المنظومة كميات موجبة نحصل على,

$$Q_{in} - W = H_{prod} - H_{rect} \qquad (10.54)$$

For combustion, no work is done and therefore the heat given out ($-Q_{out}$ (kJ/kmol) of fuel) is negative, and $-Q_{out}$ in this case is equal to the enthalpy of combustion ΔH_{comb},

بالنسبة للاحتراق, فلا يوجد أي شغل منجز, ولذا تكون الحرارة المنبعثة ($-Q_{out}$ (kJ/kmol of fuel)) سالبة, وتصبح ($-Q_{out}$) تساوي انثالبي الاحتراق (ΔH_{comb}).

$$-Q_{out} = (H_{prod} - H_{rect}) = \Delta H_{comb} \qquad (10.55)$$

$$\Delta H_{comb} = H_{prod} - H_{react} \qquad \text{(from Eqn 10.51)}$$

The application of the first law to combustion in a closed chamber is expressed as

يمكن صياغة معادلة تطبيق القانون الاول على الاحتراق داخل وعاء محكم كما يلي

$$(-Q_{out}) - W = [\sum n_i (\bar{u}_f^o + u - \bar{u}_o)]_{prod} - [\sum n_i (\bar{u}_f^o + \bar{u} - u_o)]_{react} \qquad (10.56)$$

$$\bar{u}_f^o + u - \bar{u}_o = \bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o - P\bar{v}$$

$$(-Q_{out}) - W = [\sum n_i (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o - P.\bar{v})]_{prod} - [\sum n_i (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o - P.\bar{v})]_{react} \qquad (10.57)$$

$(P.\bar{v})$ is negligible for solids and liquids, and is replaced by ($R_{o\text{-}air}$. T) for ideal gases.

يهمل المقدار $(P.\bar{v})$ للمواد الصلبة او السائلة, وهو يساوي ($R_{o\text{-}air}$. T) للغازات المثالية

Example 10.16

المثال 10.16

Determine the enthalpy of combustion of gaseous methane at standard conditions. Assume isothermal steady flow combustion with liquid water in the products.

اوجد قيمة انثالبي الاحتراق لغاز الميثان في الظروف القياسية. افترض ان الاحتراق يحدث بجريان مستقر وبثبوت درجة الحرارة مع وجود الماء السائل في نواتج التفاعل.

Solution

الحل

Find

اوجد

$$\Delta H_{comb}$$

Assumptions

الافتراضات

- Steady isothermal flow combustion
- Ideal gas behavior
- Neglect kinetic and potential energy

- الاحتراق هو احتراق جريان مستقربثبوت درجة الحرارة
- تسلك الغازات سلوك الغاز المثالي
- تهمل الطاقة الحركية والطاقة الكامنة

Analysis

التحليلات

We first balance the chemical equation,

نقوم اولاً بموازنة المعادلة الكيميائية,

$$CH_4 + a(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + (a \times 3.76)N_2$$

Balance for O_2: $2 . a = 4$, $a = 4/2 = 2$

The balanced chemical equation is

$$CH_4 + 2(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 7.52N_2$$

We apply equation 10.52,

نطبق المعادلة 10.52,

$$(-Q_{out}) - W = [\sum n_{i,} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o)]_{prod} - [\sum n_i (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o)]_{react} \quad \text{(Eqn.10.52)}$$

W = 0.0 now work is done.

$(\bar{h} - \bar{h}_o) = 0.0$ (isothermal combustion, الاحتراق يتم بثبوت درجة الحرارة)

Thus, equation 10.52 reduces to ولذلك تختصر المعادلة 10.52 الى

$$-Q_{out} = \Delta H_{comb} \quad \text{(eqn. 10.55)}$$

$$\Delta H_{comb} = \sum n_{i,} (\bar{h}_f^o)]_{prod} - \sum n_i (\bar{h}_f^o)]_{react}$$

We now find the value of the enthalpies from the table for the enthalpy of formation,

نستخرج قيم الانثالبي من جدول انثالبي التكوين,

$$\bar{h}_f^o\,(CH_4) = -74850 \text{ kJ/kmol}, \quad \bar{h}_f^o(O_2) = 0.0, \quad \bar{h}_f^o\,)N_2) = 0.0,$$

$$\bar{h}_f^o\,CO_2 = -393520 \text{ kJ/kmol}, \quad \bar{h}_f^o\,(H_2O, \text{liquid}) = -285830 \text{ kJ/kmol}$$

$$\Delta H_{comb} = -393520 + (2)(-285830) - (-74850) = -\underline{890{,}330 \text{ kJ/kmol fuel}}$$

Comments

- We have assumed theoretical or stoichiometric air consumed in the reaction. Infact, using access air does not affect the results, because combustion is isothermal, that is the reactants and products are at the standard temperature of 25°C.
- The HHV of methane from the properties of fuels table is 55530 kJ/kg, which is in terms of moles,

الملاحظات

- افترضنا أن التفاعل قد استهلك كمية الهواء النظرية, علماً ان استخدام كمية فائضة من الهواء لا تؤثر في النتيجة. والسبب يعود الى حدوث الاحتراق بثبوت درجة الحرارة, أي المواد المتفاعلة والناتجة تكون عند نفس درجة الحرارة القياسية وهي 25 درجة مئوية.
- ان مقدار القيمة الحرارية العليا (HHV) لغاز الميثان من جداول خواص الوقود هي (55530 kJ/kg) وبوحدات المول تساوي,

$$HHV = 55530 \times 16 = 888.480 \text{ MJ/kmol}$$

The heat of combustion is found to be 890,330 kJ/kmol, which is slightly less than the HHV.

Exercise Solve the example for ethane.

لقد توصلنا الى قيمة حرارة الاحتراق بحدود (890,330 kJ/kmol), وهي أقل بقليل من القيمة الحرارية العليا (HHV).

تمرين كرر حل المثال لغاز الايثان بدلاً من الميثان.

Example 10.17

If methane with 40% access air enters a combustion chamber at standard conditions and the combustion products leave at 1000 K and 1 atm, calculate the enthalpy of combustion.

المثال 10.17

يدخل غاز الميثان إلى صندوق احتراق مصحوباً بالهواء مع فائض مقداره 40٪ تحت تأثير الظروف القياسية, بينما تخرج نواتج الاحتراق من الصندوق عند (1000 K) وضغط (1 atm), احسب انثالبي الاحتراق.

Solution

Given

الحل

المعلوم

Access air of 40% for combustion of methane, فئض الهواء بمقدار 40% لحرق غاز الميثان,

$$T_1 = 25^oC, T_2 = 1000 K.$$

اوجد

Find

$$\Delta H_{comb}$$

الافتراضات

Assumptions

- Steady flow complete combustion
- Ideal gas behavior
- Neglect kinetic and potential energies
- No work is done

- احتراق كامل بجريان مستقر
- تسلك الغازات سلوك الغازات المثالية
- اهمال الطاقة الحركية والطاقة الكامنة
- لايُنجز شغل نتيجة الاحتراق

التحليلات

Analysis

The stoichiometric chemical equation is, المعادلة الكيميائية حسب المقادير النظرية هي,

$$CH_4 + 2(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 7.52N_2$$

The actual chemical equation is, المعادلة الكيميائية حسب المقادير الفعلية هي,

$$CH_4 + (2 + 0.4 \text{ x}2)(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + (7.52 + 0.4 \text{ x } 7.52)N_2$$

$$CH_4 + 2.8O_2 + 10.528N_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O +10.528N_2$$

Applying equation 10.52, نطبق المعادلة (10.52),

$$(-Q_{out}) - W = [\sum n_{i,} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o)]_{prod} – [\sum n_i (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o)]_{react} \qquad \text{(Eqn.10.52)}$$

$$-Q_{out} = \Delta H_{comb} = [\sum n_{i,} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o)]_{prod} – [\sum n_i (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o)]_{react}$$

$\bar{h}_f^o$ From enthalpy of formation table: من جدول انثالبي التكوين نحصل على:

$\bar{h}_f^o$ (CH_4) = -74850 kJ/kmol, $\bar{h}_f^o(O_2) = 0.0$, $(\bar{h}_f^o\ )N_2) = 0.0$,
$\bar{h}_f^o$ CO_2 = -393520 kJ/kmol, $\bar{h}_f^o$ (H_2O) = -241820 kJ/kmol

$\bar{h}_o$ at 298K and $\bar{h}$ at 100K are found ideal gas tables .
نحصل على قيم ($\bar{h}_o$) عند (298 K) و ($\bar{h}$) عند (1000 K) من جداول خواص الغازات المثالية.

$\bar{h}_o$ (CH_4) at 298 K & $\bar{h}$ (CH_4) at 1000 K are irrelevant because the fuel is completely burned.
لا توجد مثل هذه القيم لان الوقود احترق تماما ولم يبقى غاز الميثان في نواتج الاحتراق .

$\bar{h}_o$ (O_2) at 298 K = 8682 kJ/kmol , $\bar{h}$ (O_2) at 1000 K = 31389 kJ/kmol

$\bar{h}_o$ (CO_2) at 298 K = 9364 kJ/kmol , $\bar{h}$ (CO_2) at 1000 K = 42769 kJ/kmol

$\bar{h}_o$ (H_2O vapour) at 298 K = 9904 kJ/kmol , $\bar{h}$ (H_2O vapour) at 1000 K = 35882 kJ/kmol

$\bar{h}_o$ (N_2) at 298 K = 8669 kJ/kmol , $\bar{h}$ (N_2) at 1000 K = 30129 kJ/kmol

Substitution gives: وبالتعويض تحصل على:

$-Q_{out} = \Delta H_{comb} = [\sum n_{i,} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o)]_{prod} - [\sum n_i (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o)]_{react}$

$\Delta H_{comb} = [(-393520 + 42769 - 9364) + 2(-241820 + 35882 - 9904) + \cancel{10.528(0 + 30129 - 8669)}] - [-74850 + 2.8(0 + 31389 - 8682) + \cancel{10.528(30129 - 8669)}]$

$\Delta H_{comb} = [-360115 - 431684] - 11270.4 = -803{,}069.4$ kJ/kmol= <u>803.069 MJ/kmol</u>

Comments

الملاحظات

- We can see that the amount of access air does not influence the calculation of the heat of combustion. However, it is relevant to the air to fuel ratio calculations.
- If the temperature of the access air is provided, the enthalpies for O_2 and N_2 should be taken at that temperature.

- نلاحظ أن كمية الهواء الفائض لا تؤثر في حسابات حرارة الاحتراق, لكنها يتؤثر في حسابات نسبة الهواء إلى الوقود.
- اذا كانت درجة حرارة الهواء الفائض معلومة فان الانثالبي لكل من الاوكسيجين والنايتروجين يجب ان تُحدد عند تلك الدرجة.

Exercise Solve the example for

تمرين كرر حل المثال معتمداً

$T_1 = 20^oC$, $T_2 = 900$ K.

Example 10.18

المثال 10.18

Liquid propane is burned with pure oxygen in a closed vessel surrounded by water at 25°C. if $\bar{h}_f^o$ (liquid propane = 118910 kJ/kmol, estimate the heat generated during the combustion process at 25°C and 1 atm.

يُحرق سائل البروبان مع الاوكسيجين النقي في وعاء محكم محاط بماء درجة حرارته (25°C). اذا علمت ان ($\bar{h}_f^o$ (liquid propane = 118910 kJ/kmol, احسب مقدار الحرارة المتولدة اثناء عملية الاحتراق عند 25 درجة مؤوية وضغط (1 atm).

Solution

الحل

Given T = 25°C , P = 1 atm, $\bar{h}_f^o$ (liquid propane = 118910 kJ/kmol

المعلوم

Find Q_{out}

اوجد

Assumptions **الافتراضات**

- Complete combustion at constant temperature
- Ideal gas behavior
- No work is done

- احتراق كامل بدرجة حرارة ثابتة
- تسلك الغازات سلوك الغازات المثالية
- لا يُنجز شغل نتيجة الاحتراق

Analysis **التحليلات**

$C_3H_8 + 5O_2 = 3CO_2 + 4H_2O$ (water vapour in products يوجد بخار الماء في النواتج)

We apply equation (10.57) نطبق المعادلة

$$(-Q_{out}) - W = [\sum n_{i,} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o - P.\bar{v})]_{prod} - [\sum n_i (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_o - P.\bar{v})]_{react} \quad \text{(eqn.10.57)}$$

$W = 0.0$, $P.\bar{v} = RT$ (ideal gases), $\bar{h} - \bar{h}_o = 0.0$ (Isothermal combustion)

$$-Q_{out} = [\sum n_{i,} \bar{h}_f^o]_{prod} - [\sum n_{i,} \bar{h}_f^o]_{react} - (n_i R_{air} T)_{prod} - (n_i R_{air} T)_{react}$$

$$-Q_{out} = [\sum n_{i,} \bar{h}_f^o]_{prod} - [\sum n_{i,} \bar{h}_f^o]_{react} - (\sum n_i R_{air} T)_{prod} - (\sum n_i R_{air} T)_{react}$$

Substitution gives, وبالتعويض ينتج ما يلي,

$-Q_{out} = [3\ (CO_2) \times -393520 + 4\ H_2O\ \text{(vapour)} \times -241820]$

$- [1\ (C_3H_8) \times -118910) - 0.0\ (\text{for } O_2)] - 8.314 \times 298\ [(3 + 4) - (1 + 5)]$

$-Q_{out}$ at 25°C and 1 atm = -1147840 + 11890 -2477.572 = -2026452.2 kJ/kmol fuel

Heat generated = Q_{out} = 2,026,452.2 kJ/kmol fuel (الحرارة المتولدة)

10.4.5 Adiabatic Flame Temperature

If combustion is carried out in an insulated system and no work is done, the temperature of the products is referred to as the **adiabatic flame temperature**. The maximum adiabatic flame temperature is achieved when complete combustion occurs with theoretical air. The flame temperature is an important parameter for the design of metallic combustion chambers to avoid damages. Using access air lowers the combustion products temperature and therefore the maximum adaiabatic flame temperature is not achieved. To calculate the

10.4.5 درجة حرارة اللهب الاديباتية

إذا حدث الاحتراق في منظومة معزولة حراريا بدون انجاز شغل, يشار إلى درجة حرارة نواتج الاحتراق على أنها درجة **حرارة اللهب الاديباتية**. وتحصل أقصى درجة حرارة اللهب الاديباتية عندما يحصل احتراق كامل للوقود بصحبة كمية الهواء النظرية. وتُعد درجة حرارة اللهب معلمة مهمة لتصميم صناديق الاحتراق المعدنية لتجنب الضرر بمادة الصنع. يؤدي استخدام الهواء الفائض إلى خفض درجة حرارة نواتج الاحتراق, وبالتالي لا يتم الوصول إلى درجة حرارة اللهب القصوى. ولغرض حساب

maximum adiabatic flame temperature, an energy balance is conducted for complete combustion with no work and no heat transfer from the combustion chamber. It is also required that no dissociation of the products occur. Calculations may require trial and error because the final temperature is unknown and therefore can be lengthy and tedious.

أقصى درجة حرارة لهب اديباتية, يتم إجراء موازنة الطاقة للاحتراق الكامل بعدم وجود شغل او انتقال الحرارة من غرفة الاحتراق, ويشترط ايضاً عدم تفكك منتوجات الاحتراق كيميائياً. وقد تتطلب الحسابات تطبيق طريقة التجربة والخطأ لأن درجة الحرارة النهائية غير معروفة, وبالتالي يمكن أن تكون الحسابات طويلة ومملة.

It is advised to refer to relevant literature to get acquainted with the adiabatic flame temperature calculations.

نكتفي بهذا القدر وننصح بالرجوع إلى المصادر ذات الصلة للاطلاع على حسابات درجة حرارة اللهب الاديباتية.

Questions and Problems

أسئلة المراجعة والمسائل

R_o = 8.314 kJ/kg.K

Answers depend on tables used. تعتمد دقة النتائج على نسخة الجداول المعتمدة.

10.1 Write a general review of fluid mixtures.

10.1 اكتب مراجعة عامة تخص خلائط الموائع.

10.2 Where do we encounter mixtures in practice? Give examples and explain the significance of the mixture.

10.2 أين نصادف الخلائط في الممارسة العملية؟ أعط أمثلة مع توضيح اهمية الخليط.

10.3 How important is air as a mixture of gases?

10.3 ما هي أهمية الهواء كخليط من الغازات؟

10.4 What is the difference between ideal gas mixtures and real gas mixtures?

10.4 ما هو الفرق بين خلائط الغازات المثالية وخلائط الغازات الحقيقية؟

10.5 How is the partial pressure related to the mole fraction?

10.5 كيف يرتبط الضغط الجزئي بالكسر المولي؟

10.6 Define the molar specific heat and the average molecular weight for an ideal gas mixture.

10.6 عرف الحرارة النوعية المولية ومتوسط الوزن الجزيئي لخليط من الغازات المثالية.

10.7 What are the thermodynamic properties of gas mixtures?

10.7 ما هي الخواص الثرموديناميكية لخلائط الغازات؟

10.8 A gas mixture consists of carbon monoxide, carbon dioxide, nitrogen, and oxygen. If the mole fractions at 1 bar are,

10.8 يتألف خليط من الغازات من اول أكسيد الكربون وثاني أكسيد الكربون والنايتروجين والأوكسجين. إذا كانت قيم الكسور المولية عند ضغط 1 بار كالتالي

$$y_{CO} = 0.067 \ , \ y_{CO2} = 0.101, \ \ y_{N2} = 0.797, \ \ y_{O2} = 0.035$$

Estimate the partial pressures of the components.

قدر قيم الضغوط الجزئية لمكونات الخليط.

10.9 A closed vessel of volume 0.5 m^3 contains 0.5 kg of carbon monoxide, 0.235 kg of oxygen and 0.765 kg of nitrogen at 20°C. Calculate the total pressure in the vessel.

10.9 وعاء مغلق حجمه ($0.5\ m^3$) يحتوي على 0.5 كغم من أول أكسيد الكربون و 0.235 كغم من الأكسجين و 0.765 كغم من النايتروجين عند 20 درجة مئوية. احسب الضغط الكلي في الوعاء.

$MW_{CO} = 28, MW_{O2} = 32, MW_{N2} = 28$

Ans. 255.823 kPa الجواب

10.10 A closed rigid vessel contains a mixture of 3 kg nitrogen and 5.2 kg carbon dioxide at 30°C and 1.5 MPa. Determine the partial pressures of the two gases in the mixture.

10.10 وعاء صلب الجدران مغلق يحتوي على خليط مكون من 3 كغم من غاز النايتروجين و 5.2 كغم من ثاني اوكسيد الكاربون عند 30 درجة مئوية و(1.5 MPa). حدد مقادير الضغوط الجزئية لكلا الغازين في الخليط.

$MW_{CO2} = 44, MW_{N2} = 28$

10.11 The gravimetric analysis (mass analysis) results of a sample of air is 75.51% nitrogen, 23.15% oxygen, 1.28% argon and 0.06%carbon dioxide. Calculate the volumetric percentage of each component in the air sample.

10.11 اذا كانت نتائج التحليل الوزني (تحليل الكتلة) لعينة من الهواء هي 75.51٪ نايتروجين و 23.15٪ أوكسجين و 1.28٪ من غازالأرغون و 0.06٪ ثاني أوكسيد الكاربون, اوجد النسبة الحجمية لكل غاز في عينة الهواء.

$MW_{O2} = 32, MW_{N2} = 28, MW_{Ar} = 39.95, MW_{CO2} = 44$

10.12 A closed rigid tank contains a mixture of perfect gases consists of 20% N_2, 38% CO_2 and 42% O_2 by mass. Determine the heat transfer required to rise the temperature of 10 kg of the mixture from 25°C to 140°C.

10.12 يحتوي خزان صلب الجدران مغلق على خليط من الغازات التامة يتكون من 20٪ N_2 و 38٪ CO_2 و 42٪ O_2 كنسب وزنية. حدد كمية انتقال الحرارة اللازمة لرفع درجة حرارة 10 كغم من الخليط من 25 درجة مئوية إلى 140 درجة مئوية.

Element	C_p kJ/kgK	MW
N_2	1.039	28
CO_2	0.846	44
O_2	0.918	32

Ans. 771.535 kJ الجواب

10.13 A mixture of gases is compressed in a cylinder and piston device from 1 atm and 27°C to 2.3 MPa. The gas mixture consists of 2.5 kmol of carbon dioxide and 5 kmol of nitrogen. The compression proceeds according to the polytropic law $Pv^{1.32} = C$. Calculate the work done on the gas and the change in entropy.

10.13 يُضغط خليط من الغازات في جهاز أسطوانة ومكبس من (1 atm) و (27°C) إلى (2.3 MP). يتألف خليط الغاز من (2.5 kmol) من ثاني أكسيد الكربون و (5 kmol) من النايتروجين. اذا كان الانضغاط يتبع معادلة العملية البوليتروبية ($Pv^{1.32} = C$), احسب الشغل المنجز على خليط الغازات ومقدار التغير بالانتروبي نتيجة انضغاط الخليط.

Element	C_P kJ/kgK	MW
N_2	1.039	28
CO_2	0.846	44

10.14 A closed rigid vessel contains 2.5 kg of N_2 at 298 K and 600 kPa; it is connected to another rigid vessel through a connecting valve. If the second vessel contains 5 kgs of O_2 at 298 K and 170 kPa, determine the volume of each vessel and the final mixture pressure after opening the valve. Assume isothermal mixing of the gases.

10.14 يحتوي وعاء مغلق صلب الجدران على 2.5 كغم من غاز (N_2) عند 298 كلفن وضغط 600 كيلو باسكال, وهو متصل بوعاء صلب آخر من خلال صمام. إذا كان الوعاء الثاني يحتوي على 5 كغم من غاز (O_2) عند 298 كلفن و 170 كيلوباسكال, احسب حجم كل وعاء واحسب ضغط الخليط النهائي بعد فتح الصمام. افترض ان خلط الغازات يحدث بثبوت درجة الحرارة.

MW (O_2) = 32 , MW (N_2) = 28

Ans. 0.3686 m^3, 2.277 m^3, 229.869 kPa الجواب

10.15 A mixture of gases consists of 30% H_2, 50% N_2 and 20% O_2 by volume is contained in a piston-cylinder arrangement. The mixture is expanded at constant pressure from an initial state of 200 kPa, 38°C and 11.5 x 10^{-3} m^3 to a volume of 34 x10^{-3} m^3. Determine the heat transfer and the entropy change for the expansion process.

10.15 خليط من الغازات محفوظ في جهازأسطوانة ومكبس يتألف من النسب الحجمية 30٪ H_2 و 50٪ N_2 و 20٪ O_2. يتمدد الخليط بضغط ثابت من الحالة الابتدائية, 200 كيلو باسكال و 38 درجة مئوية و حجم (11.5 x 10^{-3} m^3), إلى الحجم (34 x10^{-3} m^3). احسب كمية انتقال الحرارة ومقدار التغير بالانتروبي لعملية التمدد.

Element	C_P kJ/kgK	MW
H_2	14..307	2
N2	1.039	28
O_2	0.918	32

10.16 Why air is considered as a gas-vapour mixture?

10.16 لماذا يُعد الهواء خليط من الغاز والبخار؟

10.17 What is meant by dry air?

10.17 ما المقصود بالهواء الجاف؟

10.18 How does dry air affect the operation of cooling towers?

10.18 كيف يؤثر الهواء الجاف على تشغيل أبراج التبريد؟

10.19 Explain the difference between specific humidity and relative humidity.

10.19 وضح الفرق بين الرطوبة النوعية والرطوبة النسبية.

10.20 How is the relative humidity calculated?

10.20 كيف يتم حساب الرطوبة النسبية؟

10.21 develop an equation relating specific humidity to relative humidity.

10.21 اشتق معادلة تربط بين الرطوبة النوعية والرطوبة النسبية.

10.22 Define dry bulb temperature, wet bulb temperature and dew point temperature. How are these temperatures measured?

10.22 عرف كل من درجة حرارة البصيلة الجافة ودرجة حرارة البصيلة الرطبة ودرجة حرارة نقطة الندى, كيف يتم قياس كل منهما؟

10.23 Explain the adiabatic saturation concept and show how it is used to estimate relative humidity.

10.23 اشرح مفهوم التشبع الأديباتي ووضح كيف يُستخدم لتقدير قيمة الرطوبة النسبية.

10.24 Describe the psychometric chart and explain the significance of the chart use in air conditioning.

10.24 اكتب وصفاً للمخطط السيكومتري واشرح أهمية استخدامه في تكييف الهواء.

10.25 Down load a version of the psychometric chart from the Internet and use it to solve air-conditioning problems.

10.25 قم بتنزيل نسخة من المخطط السايكومتري من الانترنت واستخدمه في حل مسائل تكيف الهواء.

10.26 What is meant by a comfort zone in the field of air conditioning? Select the area on the psychometric chart.

10.26 ما المقصود بمنطقة الراحة في مجال تكيف الهواء؟ حدد المنطقة على المخطط السايكومتري.

10.27 How is the dew point temperature specified on the psychometric chart?

10.27 كيف تحدد درجة حرارة نقطة الندى على المخطط السيكومتري ؟

10.28 Write a detailed description of evaporative cooling.

10.28 اكتب وصفاً مفصلاً عن التبريد التبخيري.

10.29 Write a review about cooling towers. How does a cooling tower work? What climate is suitable for using cooling towers? Search the Internet for the information.

10.29 اكتب ما تعرفه عن ابراج التبريد الصناعية. كيف يعمل برج التبريد؟ ما هو المناخ المناسب لاستخدام أبراج التبريد؟ ابحث في الانترنت للحصول على المعلومات.

10.29 Explain the difference between sensible heat and latent heat.

10.29 وضح الفرق بين الحرارة المحسوسة والحرارة الكامنة.

10.30 How does humidity affect people? How is air-condition achieved in homes?

10.30 كيف تؤثر الرطوبة على الانسان؟ كيف يُنجز تكييف الهواء في للمنازل؟

10.31 If the daytime atmospheric temperature is 20^oC and relative humidity 70%, at what temperature dew appears on a metal surface

10.31 اذا كانت درجة حرارة الجو في النهار تساوي (20^oC) والرطوبة النسبية (70%), عند اي درجة حرارة تظهر قطرات الندى على سطح معدني

when the temperature drops at night?

عندما تنخفض درجة الحرارة اثناء الليل؟

10.32 The air in a room has a relative humidity of 50% at 20°C and 1 atm. The volume of the room is 127 m^3. Determine the specific humidity of the air and the mass and mole fraction of the water vapour.

10.32 تبلغ قيمة الرطوبة النسبية للهواء في غرفة معينة 50٪ عند 20 درجة مئوية و 1 ضغط جوي. اذا كان حجم الغرفة يساوي (127 m^3), حدد مقدار رطوبة الهواء النوعية والكسر الوزني والكسر المولي لبخار الماء

$MW_{air} = 29$

10.33 Ambient air is at 25°C and 1 bar has a relative humidity of 60%, estimate the specific humidity (a) using tables and equations and (b) using the psychometric chart.

10.33 اذا كانت الرطوبة النسبية للهواء الجوي تساوي 60٪ عند 25 درجة مئوية و 1 بار, قم بتقدير الرطوبة النوعية (أ) باستخدام الجداول والمعادلات و (ب) باستخدام المخطط السايكومتري.

Ans. (a) 0.012053 kg H_2O/kg dry air, (b) 0.012 kg H_2O/kg dry air الجواب

10.34 The dry bulb temperature of sample of air is 25°C and wet bulb temperature is 15°C. Estimate the specific humidity, the relative humidity and the enthalpy of the sample using equations and tables first then the psychometric chart.

10.33 اذا علمت ان درجة حرارة البصيلة الجافة لعينة من الهواء تساوي 25 درجة مئوية, وان درجة حرارة البصيلة الرطبة هي 15 درجة مئوية, قم بتقدير الرطوبة النوعية والرطوبة النسبية والانثالبي لهذه العينة من الهواء مستخدماً المعادلات والجداول اولا ثم المخطط السايكومتري.

C_P (air) = 1.004 kJ/kgK

10.35 Atmospheric air at a dry bulb temperature of 30°C has a relative humidity of 70%. Using the psychometric chart determine (a) the specific humidity, (b) the dew point and (c) the adiabatic saturation temperature.

10.35 اذا كانت الرطوبة النسبية للهواء الجوي تساوي 70% عند درجة حرارة البصيلة الجافة المساوية 30 درجة مئوية, استخدم المخطط السايكومتري لتحديد كل من (أ) الرطوبة النوعية, (ب) نقطة الندى (ج) درجة حرارة التشبع الاديباتي.

10.36 An air stream at 30°C and 80% relative humidity is air-conditioned to 20°C and 50% relative humidity. Evaluate (a) the rate of heat removed (b) the heat added due to humidification and (c) the amount of moisture to be removed.

10.36 يُنجز تكيف تيار من الهواء عند 25 درجة مئوية ورطوبة نسبية 80٪ الى درجة حرارة 20 درجة مئوية ورطوبة نسبية تبلغ 50٪. قم بتقييم (أ) معدل ازالة الحرارة و (ب) كمية الحرارة المضافة بسبب الترطيب و (ج) كمية الرطوبة التي يجب إزالتها.

10.37 Air is passed over a cooling coil at 30°C and 101.324 kPa with 80% relative humidity at a rate of 10 kg/min, and it leaves as saturated at 15°C. Some of the condensed water vapour during the cooling process is removed at 15°C.

10.37 يّمرر تيار من الهواء رطوبته النسبية 80٪ ودرجة حرارته 30 درجة مؤية وضغطه 101.324 كيلوباسكال بمعدل 10 كغم/دقيقة فوق ملف للتبريد. يخرج الهواء مشبعاً عند 15 درجة مئوية, ويُزال بعض بخار الماء المكثف أثناء عملية التبريد عند درجة الحرارة 15 درجة مئوية.

Calculate the rate of heat removal from the air.

احسب معدل ازاحة الحرارة من الهواء.

Ans. 422.44 kJ/min الجواب

10.38 A cooled stream of air at 10°C and 45% relative humidity is mixed. with a warmer stream of air at 30°C and 75% relative humidity. If the mixing is considered adiabatic at 1 atm., and the flow rate of the cold air stream is 3 kg/s and that of the warmer stream is 1.2 kg/s, calculate the relative humidity and the dry bulb temperature of the mixture.

10.38 يُخلط تيار من الهواء البارد رطوبته النسبية 45% ودرجة حرارته 10 درجات مئوية مع تيار من الهواء الدافئ درجة حرارته 30 درجة مئوية ورطوبته نسبية 75%. إذا كان الخلط اديباتياً تحت تأثيرالضغط الجوي, وكان معدل جريان تيار الهواء البارد (3 kg/s) ومعدل جريان تيار الهواء الدافىء (1.2 kg/s), احسب الرطوبة النسبية ودرجة حرارة البصيلة الجافة للخليط.

10.39 A stream of air at a dry bulb temperature of 35°C and wet bulb temperature of 25°C is mixed adiabatically at 1 atm. with a stream of cooled saturated air at 10°C. The flow rate of the cold air is 25 kg/min, and its 20 kg/min for the warm air. Estimate the specific humidity of the mixture.

10.39 يُخلط تيار من الهواء عند درجة حرارة بصيلة جافة تساوي (35°C) ودرجة حرارة بصيلة رطبة (25°C) مع تيار من الهواء المشبع والمبرد الى (10°C). اذا علمت ان الخلط كان اديباتياً عند الضغط الجوي, وان قيمة معدل جريان الهواء البارد (25 kg/min) وقيمته للهواء الدافئ (20 kg/min). قدر قيمة الرطوبة النوعية للخليط.

Ans. 0.01 kg H_2O/kg dry air الجواب

10.40 Find the relative humidity of the mixture in problem 10.39.

10.40 اوجد الرطوبة النسبية للخليط في المسألة 10.39.

10.41 Warm water at 42°C from the heat exchanger unit is cooled by a cooling tower to 25°C. Water is fed at the top with a flow rate of 2.5 kg/min. Air enters the tower at 20°C and 60% relative humidity; it exits from the top as saturated air at 30°C. Calculate the mass flow rate of the makeup water to be fed to the tower.

10.41 يُبرد الماء الدافئ الخارج من وحدة المبادلات الحرارية من 42 درجة مئوية إلى 25 درجة مئوية بواسطة برج التبريد التبخيري. يُغذى الماء الى اعلى البرج بمعدل (2.5 kg/min). بينما يدخل الهواء البرج عند 20 درجة مئوية برطوبة نسبية قدرها 60٪, ويخرج من الأعلى كهواء مشبع عند 30 درجة مئوية. احسب معدل الجريان الكتلي لماء التعويض الذي يجب تغذيته للبرج.

10.42 A cooling tower in a factory is used to cool 26 kg/s of water from 40°C to 27°C. Ambient air enters the tower at 20°C and 1 atm with 65% relative humidity; it exits the top of

10.42 يستخدم برج تبريد تبخيري في مصنع معين لتبريد الماء بمعدل (26 kg/s) من 40 درجة مئوية إلى 27 درجة مئوية. يدخل الهواء من المحيط الخارجي إلى البرج عند درجة حرارة 20 درجة مئوية وضغط (1 atm) وبرطوبة نسبية قدرها 65٪, ويخرج من الجزء العلوي

the tower saturated at 30°C. Estimate the flow rate of the air and the makeup water required.

للبرج مشبعاً عند 30 درجة مؤية. قدر كل من معدل جريان الهواء ومعدل جريان ماء التعويض اللازم تزويده الى برج التبريد التبخيري.

Ans. 18.559 kg/s, 0.219 kg/s الجواب

10.43 List the commonly used fuels. What is the impact of each type on air pollution?

10.43 عدد انواع الوقود شائعة الاستخدام. ما مدى تأثير كل نوع على تلوث الهواء؟

10.44 Write an article about the combustion of coal sing the information available on the Internet.

10.44 اكتب مقالاً عن احتراق الفحم مستعيناً بالمعلومات المتوفرة في الانترنت.

10.45 Write a balanced chemical rarefaction equation for the combustion of Octane.

10.45 اكتب معادلة تفاعل كيميائي متوازنة لاحتراق الاوكتان.

10.46 Define the air to fuel ratio.

10.46 عرف نسبة الهواء الى لوقود.

10.47 What is the relation between air to fuel ratio and access air for combustion?

10.47 ما هي العلاقة بين نسبة الهواء إلى الوقود وكمية الهواء االفائض لعملية الاحتراق؟

10.48 What is the difference between heat of reaction and heat of combustion?

10.48 ما هو الفرق بين انثالبي التفاعل وانثالبي الاحتراق؟

10.49 What is the significance of enthalpy of formation in combustion?

10.49 ما هي اهمية انثالبي التكوين في عملية الاحتراق؟

10.50 Define the heating value of fuel.

10.50 عرف القيمة الحرارية للوقود.

10.51 What is meant by the higher heating value (HHV) and the lower heating value (LHV).

10.51 ما المقصود بالقيمة الحرارية العليا (HHV) والقيمة الحرارية الدنيا (LHV).

10.52 How do you apply the first law of thermodynamics to combustion?

10.52 كيف تُطبق القانون الأول لديناميك الحرارية على الاحتراق؟

10.53 Explain how to estimate the adiabatic flame temperature.

10.53 اشرح طريقة تقدير درجة حرارة اللهب الاديباتية.

10.54 The actual combustion of propane (C_3H_8) in air at atmospheric pressure takes place with an actual air to fuel ratio of 22. Determine the percent access air and find the dew point temperature of the products.

10.54 يحصل الاحتراق الفعلي للبروبان (C_3H_8) في الهواء عند الضغط الجوي بنسبة هواء إلى وقود فعلية تساوي 22. حدد مقدار النسبة المؤية للهواء الفائض وأوجد درجة حرارة نقطة الندى لناتج التفاعل.

10.55 The volumetric analysis of burning butane (C_4H_{10}) is burned with dry air is, 10.75% CO_2, 1.25 % CO, 3.50 % O_2 and 84.5 % N_2 plus unknown quantity of H_2O. Calculate the air to fuel ratio.

10.55 اذا علمت ان التحليل الحجمي لحرق البيوتان (C_4H_{10}) بالهواء الجاف هو (10.75% CO_2) و (1.25 % CO) و (84.5 % N_2) زائداً كمية معينة من (H_2O), احسب نسبة الهواء إلى الوقود.

Ans. 7.458 الجواب

10.56 Determine the theoretical air to fuel ratio for the combustion of butane (C_4H_{10}), and find the percentage access air for the actual combustion of the butane in problem 10.55.

10.56 حدد نسبة الهواء إلى الوقود النظرية لاحتراق البيوتان (C_4H_{10}) في المسألة 10.55, ثم أوجد النسبة المئوية للهواء الفائض.

10.57 Determine the enthalpy of combustion of gaseous ethane (C_2H_6) at standard conditions. Assume isothermal steady flow combustion with liquid water in the products.

10.57 اوجد قيمة انثالبي الاحتراق لغاز الايثان (C_2H_6) في الظروف القياسية. افترض ان الاحتراق يتم بجريان مستقر وبثبوت درجة الحرارة مع وجود الماء السائل في نواتج التفاعل.

10.58 Calculate the heat transfer required for the steady flow theoretical combustion of propane (C_3H_8) at atmospheric pressure. Consider the temperature at the entrance and exit of the combustion chamber to be 25°C and 727°C respectively.

10.58 احسب كمية انتقال الحرارة المطلوبة لاحراق غاز البروبان (C_3H_8) عند الضغط الجوي احتراقاً نظرياً بجريان مستقر. اتخذ درجات الحرارة عند مدخل ومخرج صندوق الاحتراق 25 درجة مئوية و 727 درجة مئوية على التوالي.

Ans. 1,436,281 kJ/kmol fuel الجواب

10.59 Write the balanced theoretical chemical reaction equation for the combustion of butane (C_4H_{10}). What will the equation be if 40% access air is used?

10.59 اكتب معادلة متوازنة للتفاعل الكيميائي النظري لاحتراق البيوتان (C_4H_{10}). كيف تتغير المعادلة إذا استخدم 40 ٪ من الهواء الفائض؟

10.60 If carbon dioxide is formed from burning carbon (C) with oxygen in a steady flow vessel, show that the reaction is exothermic. Assume the reactants and products are at 25°C and 1 atm.

10.60 إذا تم تكوين ثاني أوكسيد الكاربون نتيجة حرق الكاربون (C) في وعاء مع جريان مستقرالأوكسجين, اثبت أن التفاعل هو طارد للحرارة. افترض أن المواد المتفاعلة والنواتج تكون عند 25 درجة مئوية و 1 ضغط جوي.

10.61 Methane (CH_4) is burned in a steady flow combustion chamber at 25°C and 1 atm. with 80% access air at 170°C and 1 atm.

10.61 يُحرق الميثان (CH_4) في صندوق احتراق بجريان مستقرعند 25 درجة مئوية و 1 ضغط جوي مع 80٪ من الهواء الفائض عند 170 درجة مئوية و 1 ضغط جوي.

If the products are at 900 K and 1 atm., determine the heat transfer during the process.

إذا كانت درجة حرارة نواتج الاحتراق 900 درجة مؤية تحت تأثيرالضغط الجوي, اوجد مقدار انتقال الحرارة اثناء عملية الاحتراق.

Ans. Q_{out} = 538,048 kJ/kmol fuel

10.62 Propane (C_3H_8) is burned completely in a closed rigid vessel at standard conditions. The final temperature in the vessel was 889 K. If 0.11 kg of propane required 0.43 kg of oxygen, estimate the final pressure and the heat transfer.

10.62 يحرق البروبان (C_3H_8) بالكامل في وعاء صلب مغلق تحت تأثير الظروف القياسية. وكانت درجة الحرارة النهائية في الوعاء (889 K). فإذا تطلب حرق 0.11 كغم من البروبان 0.43 كغم من الأوكسجين, قدر قيمة الضغط النهائي وكمية انتقال الحرارة.

Element	MW
Air	29
N2	28
O_2	32
C_3H_8	44

Ans. 711 kPa, Q_{out} = 3935 kJ

10.63 Repeat solving problem 10.62 for ethane instead of propane.

10.63 كرر حل المسألة 10.62 لغاز الايثان بدلاً من غاز البروبان.

REFRENCES AND SUGGETD READINGS المراجع ومصادر القراءة المقترحة

1. J.a Schooley, Thermodynamics, Boca Raton, FL: CRC Press, 1986
2. BS 1041- section 2.1 1985, BS 1041-3: 1989 , BS 1041-4 1992
3. G.F.C. Roger and Y.R. Mayhew, Engineering Thermodynamics, 4th edn., Longman, 1992,
4. T.D Eastop and A. McConkey, Applied Thermodynamics for Engineering Technologists, 5th edn., New York: Wiley, 2009.
5. 5. Y. A and Cengel and M.A. Boles, Thermodynamics, An Engineering Approach, 8th edn., McGraw Hill Education,2015.
6. M.Taki Al Kamil, Fluid Mechanics- Bilingual Text, Dar Al Fikr, Basrah-Iraq, 2016.
7. M.Taki Al Kamil, Heat Transfer Basic Principles- Bilingual Text, Noor Library Website-2019.
8. A. Bejan, Advanced Engineering Thermodynamics, 3rd edn. New York: Wiley Interscience, 2006.
9. ASHRAE Handbook of Refrigeration. SI version, Atlanta, GA: 1994.
10. J. Rifkin, Entropy, New York: the Viking Press, 1980.
11. J. E. Ahem, The Exergy method of Energy Systems Analyses, New York: John Wiley & Sons, 1980.
12. J. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, New York: McGraw-Hill, 1988.
13. W. Pullrabek, Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, 2nd edn., Upper Saddle River, NJ: Prentice-Hall, 2004.
14. J. Weisman and R. Eckart, Modern Power Plant Engineering, Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1985.
15. W.F. Stoecker and W. Jones, Refrigeration and Air Conditioning, 2nd edn., New Youk: McGraw-Hill, 1982.
16. Heat Pump Systems- A Technology Review, OECD Report, Paris, 1982.
17. S.M. Elonka, Cooling Towers, Power, March 1963.
18. I. Glassman, Combustion, New York: Academic Press, 1977.

APPENDIX

الملحق

It is recommended to use data for thermodynamic properties of steam, refrigerants, liquids and ideal gases, from available literature and from the Internet. This is to encourage students to be independent learners. Internet search engines such as Google are very convenient to use and provide free access to information.

One of the convenient sources for thermodynamic properties, tables and charts is the Ohio education publication on the link:

يوصي المؤلف باستخدام المعلومات المتوفرة في المراجع العلمية والانترنت التي تخص الخواص الثرموديناميكية لبخار الماء وموائع التثليج والسوائل والغازات المثالية, وذلك لتشجيع الطلبة الاعتماد على النفس. ويمكن الاستعانة بمحركات البحث في الانترنت التي توفر كماً هائلاً من المعلومات.

احد المصادر المفيدة والملائمة لهذا الكتاب هو الجداول والمخططات التي تخص الخواص الثرموديناميكية المنشورة من قبل (Ohio education publication) والمتوفرة على الرابط:

https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/Thermo%20Properties%20Tables.pdf

Thermodynamic properties from the Internet: الخواص الثرموديناميكية من الانترنت:

https://engineering.wayne.edu/mechanical/pdfs/thermodynamic-_tables-updated.pdf

Steam tables: جداول بخار الماء:

https://pages.mtu.edu/~tbco/cm3230/steamtables.pdf

The following link is to Wikipedia for water properties: يمنح الرابط التالي خواص الماء من وكيبيبيا:

https://en.wikipedia.org/wiki/Water_(data_page)#Water/steam_equilibrium_propertie

INDEX	Page No. رقم الصفحة	الفهرست

THERMODYNAMICS

ديناميك الحرارة

Bilingual Text

كتاب ثنائي اللغة

2023

This book was written by an individual effort to cover the requirements of engineering programs in universities and technical colleges. It is written in Arabic and English. The main objective of the bilingual text is to help learners in the Arab world to understand the basic topics of thermodynamics

أعد هذا الكتاب بجهد فردي لتلبية متطلبات الاختصاصات الهندسية في الجامعات والمعاهد الفنية, وقد كتب النص باللغتين العربية والانكليزية. والهدف الرأيس من الكتاب ثنائي اللغة هو مساعدة المتعلمين في العالم العربي على فهم الموضوعات الاساسية لعلم ديناميك الحرارة.